



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

UNIVERSIDADE DA CORUÑA

# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO

**TFG/GTM/E-11-18**

QUE LLEVA POR TÍTULO

## “DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”

DEFENDIDO ANTE TRIBUNAL EN LA SESIÓN DE

SEPTIEMBRE-2018

ADRIÁN CARNOTA MOAR

DIRECTOR: Alberto de Miguel Catoira



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

### **ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

#### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

#### **ENERGÍA Y PROPULSIÓN**

631G02455 - TRABAJO FIN DE GRADO

D. ALBERTO DE MIGUEL CATOIRA, en calidad de Director principal, autorizo al alumno D. ADRIÁN CARNOTA MOAR, con DNI 48111330-E a la presentación del presente Trabajo Fin de Grado titulado:

### **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

DEFENDIDO ANTE TRIBUNAL EN LA SESIÓN DE

**SEPTIEMBRE-2018**

Fdo. El Director

Fdo. El Alumno

ALBERTO DE MIGUEL CATOIRA

ADRIÁN CARNOTA MOAR



## RESUMEN

Durante mi estancia como alumno en el buque Anzoras nunca tuve la oportunidad, dada la operatividad del buque, en ver de cerca la mayoría de elementos que componen la línea de ejes de un buque mercante, hecho que sumado a los conocimientos sobre el tema que poseía el Jefe de Máquinas que estaba presente durante mi estancia en el buque, avivó mi curiosidad sobre el tema y motivó que decidiera realizar mi Trabajo de fin de grado sobre el mismo.

En el transcurso de este Trabajo de fin de grado se abordarán los elementos más importantes de una línea de ejes y su cálculo, dimensionamiento y ajuste para cumplir con la normativa internacional vigente. Asimismo, se incluye un presupuesto aproximado, que no real, dada la dificultad de encontrar dicha información.

# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **INDICES GENERALES**

---



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

## **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS****FECHA: SEPTIEMBRE 2018****AUTOR: Adrián Carnota Moar**

Fdo.: Adrián Carnota Moar



<b>INDICES GENERALES .....</b>	<b>4</b>
<b>1 MEMORIA.....</b>	<b>10</b>
1.1 INTRODUCCIÓN .....	11
1.2 OBJETO .....	11
1.3 ALCANCE.....	11
1.4 ANTECEDENTES.....	12
1.5 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS .....	14
1.5.1 Características generales .....	14
1.5.2 Motor principal.....	15
1.5.3 Reductora .....	16
1.5.4 Línea de ejes .....	18
1.5.5 Uniones de los tramos de ejes.....	19
1.5.6 Tubo de bocina y sello .....	20
1.5.7 Chumacera de empuje.....	21
1.5.8 Cojinetes .....	22
1.5.9 Hélice propulsora.....	23
<b>2 ANEXOS.....</b>	<b>24</b>
2.1 CÁLCULO DE LA REDUCTORA.....	25
2.1.1 Generalidades.....	25
2.1.2 Cálculos.....	25
2.2 CALCULO DE LA LONGITUD DE LOS EJES.....	28
2.2.1 Cálculo de la longitud del eje motor-reductora.....	28
2.2.2 Cálculo de la longitud del eje intermedio .....	29
2.2.3 Cálculo de la longitud del eje de bocina .....	31
2.2.4 Cálculo de la longitud del eje portahélice.....	32
2.2.5 Conclusiones .....	33
2.3 CÁLCULO DIÁMETRO MÍNIMO DE LOS EJES .....	34
2.3.1 Diámetro mínimo eje motor-reductora.....	34
2.3.2 Diámetro mínimo eje intermedio .....	35



2.3.3	Diámetro mínimo eje de bocina .....	35
2.3.4	Diámetro mínimo eje portahélice.....	35
2.3.5	Conclusiones .....	36
<b>2.4</b>	<b>CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS INTERIORES .....</b>	<b>37</b>
<b>2.5</b>	<b>AJUSTES Y TOLERANCIAS.....</b>	<b>38</b>
<b>2.6</b>	<b>ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO .....</b>	<b>41</b>
<b>2.7</b>	<b>CARGA DE ROTURA .....</b>	<b>42</b>
<b>2.8</b>	<b>ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL.....</b>	<b>42</b>
<b>2.9</b>	<b>PESO POR METRO .....</b>	<b>43</b>
<b>2.10</b>	<b>MOMENTO DE INERCIA AXIAL.....</b>	<b>44</b>
<b>2.11</b>	<b>CÁLCULO DE LAS UNIONES EN LOS EJES .....</b>	<b>45</b>
2.11.1	Cálculo de la unión eje intermedio-reductora .....	45
2.11.2	Espesor de la brida.....	46
2.11.3	Pernos .....	47
2.11.4	Tuercas y arandelas.....	49
2.11.5	Número de pernos .....	50
2.11.6	Diámetro de la brida .....	50
<b>2.12</b>	<b>Cálculo de la unión eje de bocina-eje intermedio .....</b>	<b>51</b>
2.12.1	Generalidades .....	51
2.12.2	Espesor de la brida.....	52
2.12.3	Pernos .....	53
2.12.4	Tuercas y arandelas.....	55
2.12.5	Número de pernos .....	56
2.12.6	Diámetro de la brida .....	56
<b>2.13</b>	<b>Cálculo de la unión eje de bocina-eje portahélice.....</b>	<b>58</b>
2.13.1	Generalidades .....	58
2.13.2	Espesor de la brida.....	58
2.13.3	Pernos .....	59
2.13.4	Tuercas y arandelas.....	61
2.13.5	Número de pernos .....	62
2.13.6	Diámetro de la brida .....	62



<b>2.14</b>	<b>PESO DE LOS ACOPLAMIENTOS.....</b>	<b>64</b>
2.14.1	Acoplamiento eje motor-reductora.....	64
2.14.2	Acoplamiento eje intermedio-eje de bocina .....	67
2.14.3	Acoplamiento eje de bocina-eje portahélice .....	70
<b>2.15</b>	<b>CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS .....</b>	<b>74</b>
2.15.1	Reacciones en el eje intermedio.....	74
2.15.2	Reacciones en el eje de bocina .....	74
2.15.3	Reacciones en el eje de cola .....	75
<b>2.16</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO DE LOS APOYOS.....</b>	<b>75</b>
2.16.1	Cojinete del eje intermedio .....	75
2.16.2	Cojinete del eje de bocina.....	76
2.16.3	Cojinete del eje portahélice.....	76
2.16.4	Presión total sobre los cojinetes.....	76
<b>2.17</b>	<b>CÁLCULO DEL EMPUJE DE LA HÉLICE .....</b>	<b>77</b>
<b>3</b>	<b>PLANOS .....</b>	<b>78</b>
<b>4</b>	<b>PLIEGO DE CONDICIONES .....</b>	<b>80</b>
4.1	Introducción .....	81
4.2	Condiciones generales.....	81
4.3	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS .....	82
4.3.1	Materiales.....	82
4.3.2	Línea de ejes .....	82
4.3.3	Cojinetes .....	84
4.3.4	Acoplamientos .....	85
4.3.5	Pernos .....	86
4.4	Ensayos y pruebas.....	87
4.4.1	Inspección por líquidos penetrantes .....	87
4.4.2	Inspección por ultrasonidos.....	87
<b>5</b>	<b>ESTADO DE MEDICIONES .....</b>	<b>88</b>
5.1	MOTOR PRINCIPAL.....	89



**6 PRESUPUESTO.....92**





UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **1 MEMORIA**

---



### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

FECHA: **SEPTIEMBRE 2018**

AUTOR: Adrián Carnota Moar

Fdo.: Adrián Carnota Moar

## **1.1 INTRODUCCIÓN**

En este Trabajo de fin de grado se abordará el estudio, diseño y cálculos de la línea de ejes de un buque mercante de carga general de cabotaje, atendiendo a la normativa de la sociedad de clasificación Bureau Veritas, en su edición más reciente de 2018.

## **1.2 OBJETO**

En este proyecto se llevará a cabo el estudio y diseño de la línea de ejes de un buque mercante propuesto, así como de los elementos requeridos para el funcionamiento de la línea de ejes, tales como:

- Reductora.
- Acoplamientos.
- Cojinetes.
- Tubo de bocina y cierre.
- Pernos, tuercas y arandelas de los acoplamientos.
- Chumacera

En lo referente a los cálculos, se seguirán las normativas y prescripciones de la sociedad de clasificación Bureau Veritas, recogidos en la publicación “Rules for the classification of Steel ships”.

Para los demás apartados tanto técnicos y de representación gráfica se seguirán las normas DIN, UNE e ISO.

El sistema de unidades a utilizar en todo el proyecto será el sistema internacional de unidades.

## **1.3 ALCANCE**

El buque propuesto para el estudio y diseño de la línea de ejes y maquinaria auxiliar correspondiente es el M/N Anzorás.

El buque de carga general M/N Anzorás pertenece a la compañía Naviera Murueta, con sede en Bilbao. El buque ha sido diseñado y construido en los astilleros de la propia compañía, siendo su botadura en el 2008.

Dicho buque realiza su navegación principalmente entre el norte de Europa y el Mediterráneo, transportando gran variedad de cargas a granel, desde bobina de acero a fertilizante en polvo.

## 1.4 ANTECEDENTES

Durante mi estancia en el buque Anzoras, nunca tuve la oportunidad de ver en profundidad los elementos que componen la línea de ejes más allá del motor principal y la reductora, lo que motivó mi curiosidad acerca de cómo se diseña y dimensiona la línea de ejes de un buque mercante.

## 1.5 Normas y referencias

- Normativa y prescripciones técnicas de Bureau Veritas, recogidas en la publicación “Rules for the classification of steel ships”, edición de Julio de 2018.
- Normas UNE, ISO Y DIN

## 1.6 BIBLIOGRAFÍA

### 1.6.1 Publicaciones

- Rules for the classification of steel ships // Bureau Veritas
- Prontuario de Máquinas, 3ª edición // Nicolás Larburu
- Resistencia de materiales // Stephen Timoshenko

### 1.6.2 Páginas web

- <https://www.wartsila.com/products>
- <http://www.aceroslobregat.com/productos>
- <http://www.masson-marine.com/es/>
- <http://www.applus.com/es>
- <https://www.wurth.es/>

### 1.6.3 Otras fuentes

- Manuales del buque
- Cálculo del módulo de engranajes cilíndricos //Prof. Mikel Abasolo.
- TFC: Dimensionamiento de la línea de ejes de un buque Ro-Ro // Diego Ramírez López.

### 1.6.4 Programas empleados

- Microsoft Word 2016
- AutoCAD 2019
- Menfis Presupuestos

## 1.7 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- $D_p$ : diámetro primitivo del engranaje mayor de la reductora.
- $d_p$ : diámetro primitivo del engranaje menor de la reductora.
- Pot: potencia.
- $\beta$ : ángulo de diente del engranaje.
- $\psi$ : factor de guiado.
- Y: factor de forma de Lewis.
- $w$ : velocidad angular.
- $\sigma_{ad}$ : tensión admisible de trabajo.
- $m_n$ : módulo normal.
- $R_{mín}$ : radio mínimo primitivo del engranaje.
- $V_c$ : velocidad crítica.
- L: separación entre apoyos.
- G: peso por mm de eje.
- $L_x$ : momento de inercia axial.
- E: módulo de Young
- $\delta$ : flecha o deformada
- $D_{mín}$ : diámetro mínimo del eje(mm).
- K: factor de corrección por esfuerzo para ejes.
- N: revoluciones del eje.
- $\sigma$ : tensión de rotura a tracción del acero.
- $P_d$ : proporción de diámetros.
- $\zeta$ : esfuerzo cortante máximo.
- $d_e$ : diámetro nominal exterior del eje.
- $M_t$ : momento torsor.
- $d_i$ : diámetro nominal interior.
- T: carga de rotura
- A: área
- G: peso por metro
- S: sección transversal del eje( $m^2$ ).

## 1.8 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

### 1.8.1 Características generales

#### Identificación

- Nombre: Anzoras
- Distintivo de llamada: E.A.Z.C
- Número IMO: 9397664
- Bandera: España
- Puerto de registro: Sta. Cruz de Tenerife
- Número de registro: ESPECIAL 08/08
- Armador: Naviera Murueta S.A.
- Sociedad Clasificadora: Lloyd's Register
- Tipo de buque: Carga General
- Año de construcción: 2008

#### Características

- Eslora total: 99,90 m
- Eslora entre perp.: 94,0 m
- Manga de trazado: 15,60 m
- Puntal de trazado: 8,00 m
- Calado de verano: 6,200 m
- Velocidad: 12 nudos

#### Propulsión

- Tipo: Motor diésel
- Marca y modelo: Mak 8M25C configuración 8 cilindros
- Potencia: 2640 kW
- Régimen de giro: 750 rpm
- Hélice: 4 palas paso variable

#### Generación eléctrica

- Motores auxiliares: 2 Guascor F180TASG 295 kW
- Alternadores: 2 auxiliares Leroy Somer SA M472V52 6/4
- Alternador de cola: 1 Leroy Somer LSAM49.1M6 C65/4
- Potencia eléctrica: 2x 256 kVA(auxiliares)+1x 600 kVA(cola)
- Régimen de giro: 1500 rpm
- Tensión-frecuencia-Nº polos: 400V/50 Hz/4 p.p

### 1.8.2 Motor principal

El motor principal del buque ha sido suministrado por Caterpillar, modelo Mak 8M25C.

Es un motor diésel de 4 tiempos, no reversible equipado con turbosoplante, inter-cooler y de inyección directa.

Compuesto por un bloque de hierro fundido nodular, incorpora el cojinete del eje del cigüeñal, el cojinete del eje de camones, el receptor del aire de carga, y el amortiguador de vibraciones.

Los pistones son de tipo compuesto con la cabeza de acero y la falda nodular de hierro fundido. Los anillos de los mismos son 2 anillos de compresión cromados, el primer anillo con capa cromocerámica y el segundo un anillo raspador de aceite cromado.

Todas las ranuras de anillo están endurecidas y se encuentran en la cabeza de acero.

La biela es de dos piezas, totalmente mecanizada, dividida oblicuamente con junta dentada.

La culata es de hierro fundido nodular con dos válvulas de admisión y dos válvulas de escape, equipadas con rotadores de válvulas, y asientos de válvula de escape con refrigeración directa

Árbol de levas fabricado en secciones por cilindro, lo que permite la extracción lateral de las piezas, y cigüeñal equipado con cojinetes resistentes a la corrosión.

El sistema de enfriamiento de agua dulce es de dos etapas con enfriador de aire de carga también de dos etapas.

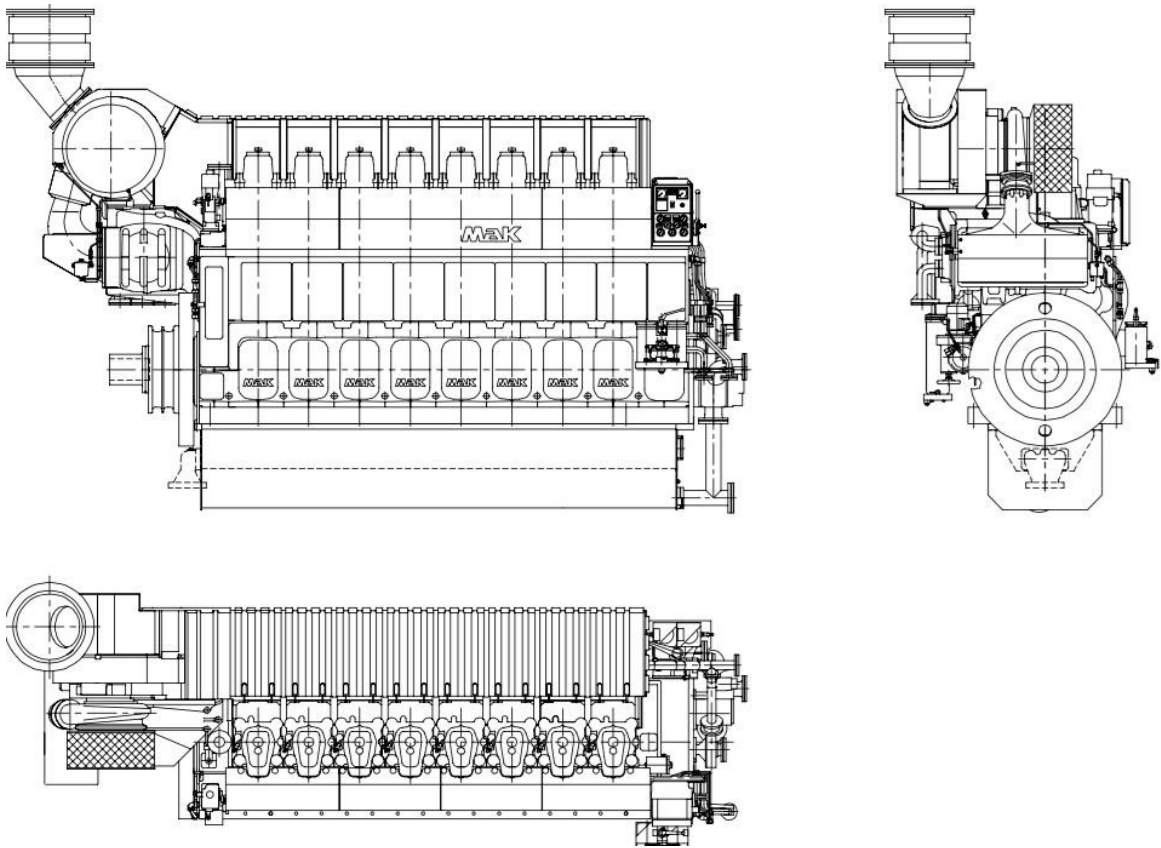


Figura 1.3.2.1: Vistas del motor principal

### 1.8.3 Reductora

La reductora ha sido suministrada por la casa Reintjes, modelo LAF 3455 K41.

Su sentido de accionamiento es horario y la salida antihoraria, con una relación reductora de 4,480:1.

Dicho modelo está equipado con un acoplamiento hidráulico, cuyo control está ubicado en la cabina de control.

El acoplamiento/desacoplamiento ha de realizarse por debajo de 500 RPM. Por encima de estas se activa el bloqueo de seguridad del embrague para proteger el mecanismo de la reductora.

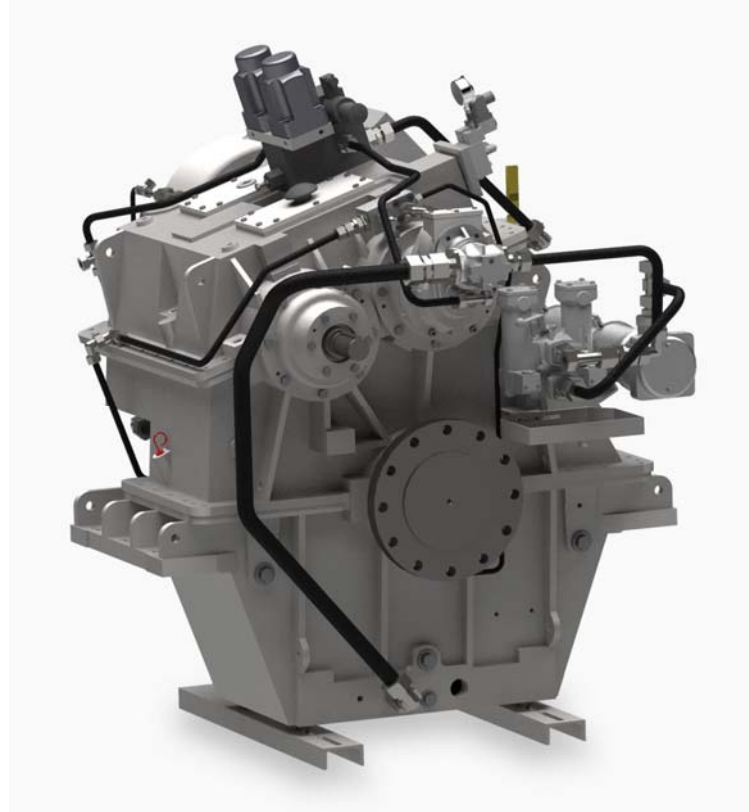
El sistema hidráulico de la reductora consiste en la bomba de engranajes, el filtro de aceite, el intercambiador de calor, la válvula limitadora de presión que regula la presión del aceite a la presión de trabajo de unos 21-25 bar, la válvula de trabajo, el sistema de aceite de presión con retardo de maniobra de acoplamiento y el sistema de aceite lubricante.

El aceite es impelido por la bomba y conducido a través del refrigerador de aceite, que se asegura de que la temperatura del mismo no supere la temperatura de



trabajo normal, pasando el agua refrigeradora por el haz de tubos y el aceite por entre el haz de tubos y la carcasa exterior.

La transmisión se realiza mediante engranajes de dientes helicoidales, teniendo estos una mayor transmisión de potencia que los de dientes rectos.



**Figura 1.3.3.1: Reductora Reintjes LAF 3455**

#### 1.8.4 Línea de ejes

La línea de ejes propuesta en vista de los resultados obtenidos en el anexo de cálculos se compone de tres tramos de sección circular perforada, de 5400 mm de longitud, más un tramo intermedio de 3100 mm entre el motor principal y el accionamiento de la reductora.

Los tres tramos serán de diferente diámetro, y cumplirán con las especificaciones requeridas por la sociedad de clasificación en lo referente a las proporciones del diámetro exterior respecto al interior. Dicho diámetro interior será de 72 mm, valor suficiente requerido por el fabricante de la hélice, para el paso de las líneas de aceite para el accionamiento y control de los sistemas de paso variable de la misma.

Todos los tramos de eje estarán fabricados en acero semiduro F-1140 calibrado. La elección de este material se debe a su precio económico y a sus buenas características mecánicas, aptas para la fabricación de maquinaria.

El eje intermedio entre el motor y la reductora tendrá un diámetro de 260 mm, y una longitud de 3100 mm. En cada uno de sus extremos se mecanizarán las bridas empernadas para realizar las uniones con el motor principal y la reductora. El eje intermedio de salida de la reductora tendrá un diámetro de 260 mm, y una longitud de 5400 mm. En sus extremos también llevará mecanizadas las bridas de unión con la salida de la reductora y el tramo de eje siguiente, respectivamente.

El eje de bocina dispone de un diámetro de 265 mm, y una longitud de 5400 mm, y también llevara mecanizadas las bridas de unión con el eje intermedio y el eje portahélice.

El eje portahélice tendrá un diámetro de 280 mm y una longitud de 5400 mm. En su extremo inicial irá unido mediante brida empernada con el eje de bocina, y con el mismo sistema se unirá en su extremo final con la hélice.

Las justificaciones de longitudes de tramos, diámetros y demás características técnicas de los ejes se abordan en el anexo de cálculos.

### **1.8.5 Uniones de los tramos de ejes**

Para la unión entre los distintos tramos de eje se ha optado por la unión mediante platos con brida empernada. Esta unión permite una buena transmisión del par motor y proporciona una gran resistencia a la torsión.

La conexión con brida es muy empleada en el sector naval, debido que es sencilla y fiable. Su funcionamiento consiste en dos platos enfrentados planos, con taladros pasantes por los que se ajustan pernos para realizar la unión.

El cálculo de las bridas se realizará tomando las condiciones más desfavorables, cuando el motor transmita el par a esfuerzo cortante, lo que supone en la práctica que el par lo transmiten los pernos.

Además, dada la similitud entre la unión del eje motor-reductora de entrada y el eje intermedio de salida, se harán los cálculos en base a los valores más desfavorables, que son los del eje de salida, puesto que, dada dicha similitud, los valores calculados para el acoplamiento del eje de salida serán más que suficientes para el de entrada.

El diámetro de las bridas de unión queda establecido en 634 mm, con 24 orificios pasantes dispuestos radialmente para la colocación de los pernos.

Los pernos elegidos serán de métrica 30, dimensionados según la normativa DIN. Las justificaciones de diámetros de brida, espesores, número de tornillos y características técnicas se abordan en el anexo de cálculos.

### 1.8.6 Tubo de bocina y sello

La bocina es el elemento que ha de garantizar la estanqueidad entre el eje de cola y la estructura del buque.

Se trata de un tubo metálico, que alberga en sus extremos los cojinetes necesarios que posibilitan la rotación del eje de la hélice con las mínimas pérdidas de potencia posible. El tubo de bocina debe permitir la rotación del árbol de hélice e impedir que el agua penetre en el interior del buque.

Los principales elementos a tener en cuenta son la longitud del tubo y el diámetro necesarios para corresponder con las características del eje de la hélice. Se deben considerar las pérdidas de potencia por rozamiento.

Se ha elegido el modelo OT de la casa Wärtsilä para el tubo, mientras que para los cierres se ha elegido el modelo Wärtsilä Sternguard, modelo OLS3-P.

El sello es de cierre labial, y se compone del conjunto de carcasa, anillos de estanqueidad y forro de alta resistencia al desgaste.

Los anillos de sello están hechos de caucho Viton®. El sistema aísla y proporciona una superficie de funcionamiento para el sello de anillos y protege el eje de la hélice del desgaste.

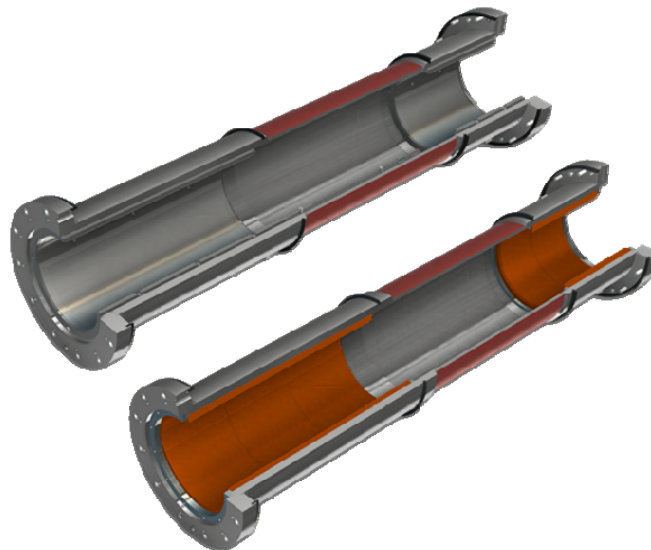


Figura 1.3.6.1: Tubo de bocina Wärtsilä OT

### 1.8.7 Chumacera de empuje

La chumacera de empuje tiene como objetivo absorber el empuje axial de la hélice sobre el conjunto de los elementos que componen la línea de ejes, en especial la reductora y el motor principal.

La chumacera se elegirá de catálogo teniendo en mente el empuje de la hélice, que es de aproximadamente 429 kN.

Se ha optado por el modelo OBSQ-F de la casa Wärtsilä, en la configuración para 260 mm.

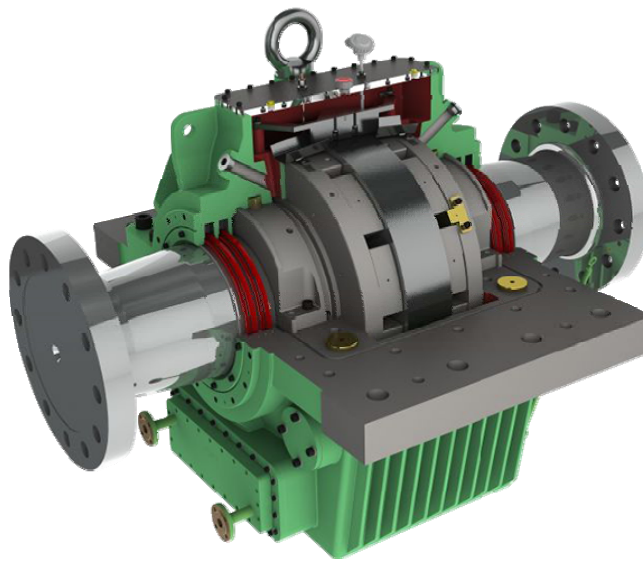


Figura 1.3.7.1: Chumacera de empuje Wärtsilä OBSQ-F

### 1.8.8 Cojinetes

A la vista de los resultados obtenidos en el anexo de cálculos, para el cojinete del eje intermedio y el del eje de cola se opta por el modelo Linesafe® de la casa Wärtsilä. Está fabricado en fundición de hierro con un acabado en pintura epoxy resistente al agua y a la oxidación, mientras que los casquillos están fabricados en metal blanco. El cojinete posee auto lubricación, pero está equipado con una conexión si se desea añadir un sistema de lubricación externo.

Los cierres del cojinete están fabricados en aluminio de alta calidad para garantizar que no haya pérdidas de aceite.

Los detalles técnicos del cojinete se abordarán en el pliego de condiciones.

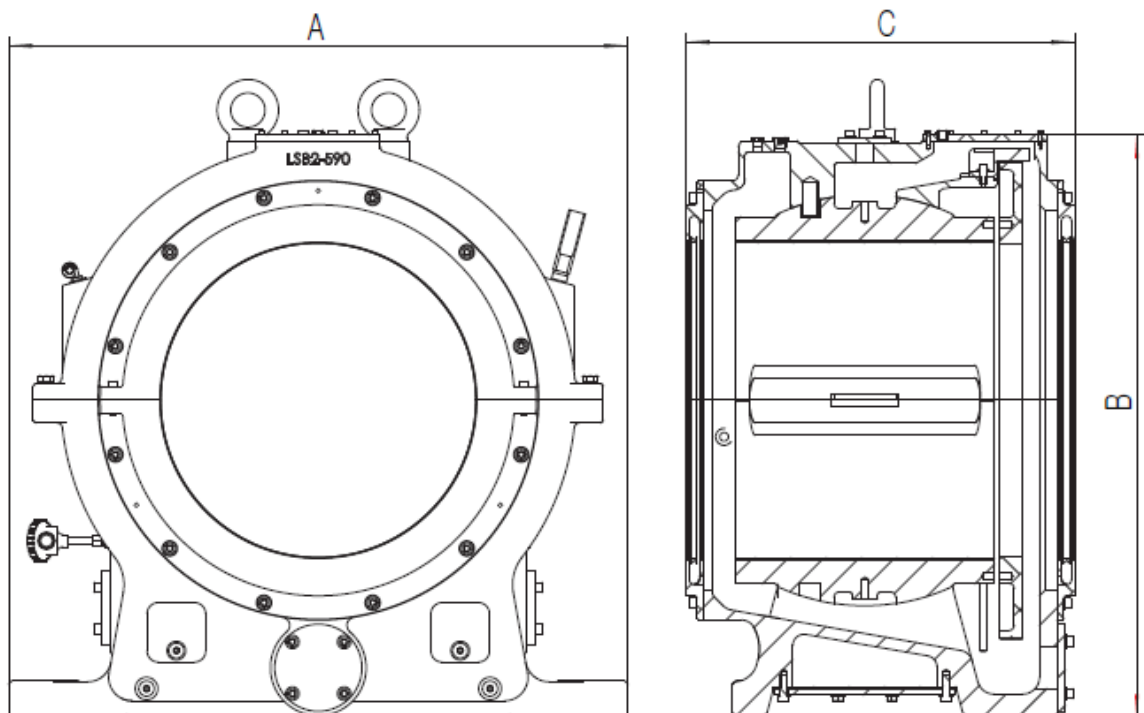


Figura 1.3.8.1: Vistas del cojinete Wärtsilä Linesafe®

### **1.8.9 Hélice propulsora**

La hélice del buque es de paso variable, suministrada por la casa Berg. Posee un diámetro de 3500 mm, y es de 4 palas. Está diseñada para trabajar a una velocidad de 175 rpm, con una potencia de 2640 kW.

El material de fabricación es una aleación Cu Ni Al bronce. Cada pala tiene un peso de 594 kg aproximadamente. El peso total de la hélice es de unos 3500 kg.

Los cálculos y diseño de la hélice del buque no se abordarán en este trabajo por considerarse objeto de otro proyecto.

# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **2 ANEXOS**

---



### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

**FECHA: SEPTIEMBRE 2018**

**AUTOR: Adrián Carnota Moar**

**Fdo.: Adrián Carnota Moar**



## 2.1 CÁLCULO DE LA REDUCTORA

### 2.1.1 Generalidades

Para los cálculos de la reductora se tendrá en cuenta la normativa de Bureau Veritas a la hora de los materiales a escoger, sus calidades y acabados superficiales, restricciones de diámetros, y toda aquella modificación necesaria para ajustarse a dicha normativa, hallándose esta en su conjunto recogida en la publicación “Rules of classification for steel ships”, Parte C, capítulo 1, sección sexta.

### 2.1.2 Cálculos

La reductora propuesta para este proyecto es de la casa Reintjes, modelo LAF 3455 K41, con acoplamiento hidráulico.

Esta reductora, en la configuración elegida proporciona una relación de reducción  $i=4,480$  y una distancia entre ejes intermedios de  $L=710$  mm.

Con estos datos se plantean las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} dp + Dp &= 1420 \\ \frac{Dp}{dp} &= 4,480 \end{aligned} \quad (2.1.2.1)$$

Resolviendo, se obtiene:

$$\begin{aligned} Dp &= 1165mm \\ dp &= 260mm \end{aligned} \quad (2.1.2.2)$$

Para el cálculo de los engranajes, con una relación de reducción de  $i=4,48$ , se propone un numero de dientes  $z_1=24$ , y un ángulo de diente de  $20^\circ$ , siguiendo la tabla 17.9 del libro “Prontuario de máquinas” de N. Larburu y un acero F-155 templado, para cumplir con un coeficiente admisible de rotura mínimo de  $750$  N/mm<sup>2</sup>, requerido por normativa de la sociedad de clasificación.

Usando la siguiente fórmula se calcula el módulo normal mínimo requerido para un engranaje helicoidal, en función de la potencia a transmitir y el número de dientes propuesto:

$$m_n \geq 52,32 \times \sqrt[3]{\frac{Pot \cdot \cos \beta_a}{1,5 \cdot w_1 \cdot z_1 \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} \quad (2.1.2.12)$$

Donde:

- Pot, la potencia (3590 CV)
- $\beta$ , el ángulo de diente ( $20^\circ$ )
- $\psi$ , el factor de guiado (20)
- Y, el factor de forma de Lewis (0,337)
- $w_1$ , velocidad angular (750rpm)
- $\sigma_{ad}$ , tensión admisible de trabajo (8000 kg/cm<sup>2</sup>)

Resolviendo se obtiene:

$$m_n \geq 52,32 \times \sqrt[3]{\frac{3590 \cdot \cos(20)}{1,5 \cdot 750 \cdot 24 \cdot 20 \cdot 8000 \cdot 0,337}} = 0,70cm = 7mm \quad (2.1.2.13)$$

El módulo normal estándar preferente más próximo es 8 mm, y se toma dicho valor para el módulo normal.

Con dicho módulo normal, el radio mínimo primitivo del engranaje será:

$$R_{min} = \frac{m_n \cdot z_1}{2 \cdot \cos \beta_a} \quad (2.1.2.14)$$

Resolviendo:

$$R_{min} = \frac{8 \cdot 24}{2 \cdot \cos(20)} = 102,2mm \quad (2.1.2.15)$$

El radio propuesto para el engranaje de entrada es de 130mm, por lo que es suficiente para la potencia propuesta y el material elegido para su fabricación.

Si  $z_1=24$ , y  $i=4,48$ ,  $z_2$  será igual a 108 dientes. Con estos datos, se calcula el radio mínimo para la rueda de salida.

El radio mínimo del engranaje de salida resultará:

$$R_{\min} = \frac{m_n \cdot z_2}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{8 \cdot 108}{2 \cdot \cos(20)} = 460mm \quad (2.1.2.16)$$

El radio propuesto es mayor que el mínimo requerido, por lo que la reductora elegida se ajusta a las necesidades de propulsión del buque.

## 2.2 CALCULO DE LA LONGITUD DE LOS EJES

### 2.2.1 Cálculo de la longitud del eje motor-reductora

Para calcular la distancia máxima entre apoyos se tendrá en cuenta la velocidad crítica ( $V_c$ ) y la flecha ( $\delta$ )

La velocidad de rotación del eje será de 750 rpm, por lo que en base a esto calculamos la velocidad crítica:

$$\begin{aligned} V_c &= 1,3 \cdot V \\ V_c &= 1,3 \cdot 750 = 975 \text{ rpm} \end{aligned} \quad (2.2.1.1)$$

Para el cálculo de la distancia entre apoyos se empleará la siguiente expresión, extraída del libro Resistencia de Materiales de Timoshenko Young.

$$V_c = 300 \cdot \sqrt{\frac{78,3 \cdot E \cdot L_x}{G \cdot L^4}} \quad (2.2.1.2)$$

Donde:

- L, separación entre apoyos (mm).
- G, peso por mm de eje (0.38kg/mm).
- $L_x$ , momento de inercia axial. (222998402mm<sup>4</sup>)
- E, módulo de Young (210000N/mm<sup>2</sup>=21414kg/mm<sup>2</sup>)
- $V_c$ , velocidad crítica(228rpm).

Despejando la distancia entre apoyos L se obtiene:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot L_x}{V_c^2 \cdot G}} \quad (2.2.1.3)$$

Resolviendo se obtiene una longitud para el eje de:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot L_x}{V_c^2 \cdot G}} \quad (2.2.1.4)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot 21414 \cdot 222998402}{975^2 \cdot 0.38}} \quad (2.2.1.5)$$

$$L=3106\text{mm}$$

Con esta longitud se puede calcular la flecha o deformada aproximada para ver si cumple con las especificaciones requeridas por la sociedad de clasificación:

$$\delta = \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x}$$

$$\delta = \frac{5 \cdot 0.38 \cdot 3106^4}{384 \cdot 210000 \cdot 222998402} \quad (2.2.1.6)$$

$$\delta = 0,096mm$$

La flecha producida es menor de 1mm, por lo que cumple con los requisitos de la sociedad de clasificación.

## 2.2.2 Cálculo de la longitud del eje intermedio

Para calcular la distancia máxima entre apoyos se tendrá en cuenta la velocidad crítica ( $V_c$ ) y la flecha ( $\delta$ )

La velocidad de rotación del eje intermedio será de 175 rpm, por lo que en base a esto se calcula la velocidad crítica:

$$V_c = 1,3 \cdot V$$

$$V_c = 1,3 \cdot 175 = 228rpm \quad (2.2.2.1)$$

Para el cálculo de la distancia entre apoyos se empleará la siguiente fórmula, extraída del libro Resistencia de Materiales de Timoshenko Young.

$$V_c = 300 * \sqrt{\frac{78,3 \cdot E \cdot I_x}{G \cdot L^4}} \quad (2.2.2.2)$$

Donde:

- L, separación entre apoyos (mm).
- G, peso por mm de eje (0.38kg/mm).
- $I_x$ , momento de inercia axial. (222998402mm<sup>4</sup>)
- E, módulo de Young (210000N/mm<sup>2</sup>=21414kg/mm<sup>2</sup>)
- $V_c$ , velocidad crítica(228rpm).

Despejando la distancia entre apoyos  $L$  se tiene:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot Lx}{Vc^2 \cdot G}} \quad (2.2.2.3)$$

Resolviendo se obtiene una longitud para el eje intermedio de:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot Lx}{Vc^2 \cdot G}} \quad (2.2.2.4)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot 21414 \cdot 222998402}{228^2 \cdot 0.38}} \quad (2.2.2.5)$$

$$L = 6425 \text{ mm}$$

Con esta longitud se puede calcular la flecha o deformada aproximada para ver si cumple con las especificaciones requeridas por la sociedad de clasificación:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot lx} \\ \delta &= \frac{5 \cdot 0.38 \cdot 6425^4}{384 \cdot 21414 \cdot 222998402} \quad (2.2.2.6) \\ \delta &= 1,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

La flecha producida es demasiado grande, por lo que para cumplir con la normativa vigente de sociedades de clasificación se deberá reducir la distancia entre apoyos, lo que deja el eje intermedio en 5400 mm.

Con esta nueva longitud, se calcula de nuevo la flecha para comprobar que satisface la condición de que esta sea menor a 1mm:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot lx} \\ \delta &= \frac{5 \cdot 0.38 \cdot 5400^4}{384 \cdot 21414 \cdot 222998402} \quad (2.2.2.7) \\ \delta &= 0,88 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 2.2.3 Cálculo de la longitud del eje de bocina

Para calcular la distancia máxima entre apoyos se tendrá en cuenta la velocidad crítica ( $V_c$ ) y la flecha ( $\delta$ )

La velocidad de rotación del eje de cola será de 175 rpm, por lo que en base a esto se calcula la velocidad crítica:

$$\begin{aligned} V_c &= 1,3 \cdot V \\ V_c &= 1,3 \cdot 167 = 228 \text{rpm} \end{aligned} \quad (2.2.3.1)$$

Y para el eje de bocina aplicando lo mismo se tiene:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot Lx}{V_c^2 \cdot G}} \quad (2.2.3.2)$$

Donde:

- L, separación entre apoyos (mm).
- G, peso por mm de eje (0.40kg/mm).
- Lx, momento de inercia axial. (240757757mm<sup>4</sup>)
- E, módulo de Young (210000N/mm<sup>2</sup>=21414kg/mm<sup>2</sup>)
- V<sub>c</sub>, velocidad crítica(228rpm).

Resolviendo la ecuación anterior se obtiene:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot 21414 \cdot 240757757}{228^2 \cdot 0.40}} \quad (2.2.3.3)$$

$L=6465\text{mm}$

Con esta longitud se puede calcular la flecha o deformada aproximada para ver si cumple con las especificaciones requeridas por la sociedad de clasificación:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot Lx} \\ \delta &= \frac{5 \cdot 0.40 \cdot 6465^4}{384 \cdot 21414 \cdot 240757757} \quad (2.2.3.4) \\ \delta &= 1.76\text{mm} \end{aligned}$$

La flecha producida es demasiado grande, por lo que para cumplir con la normativa vigente de sociedades de clasificación se deberá reducir la distancia entre apoyos, lo que deja la longitud del eje de bocina a 5400 mm.

Con esta nueva distancia, se calcula de nuevo la flecha para comprobar que satisface la condición de que esta sea menor a 1mm:

$$\delta = \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x}$$

$$\delta = \frac{5 \cdot 0.40 \cdot 5400^4}{384 \cdot 21414 \cdot 240757757} \quad (2.2.3.5)$$

$$\delta = 0,86mm$$

## 2.2.4 Cálculo de la longitud del eje portahélice

Finalmente, para el tramo del eje portahélice se tiene:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot E \cdot I_x}{V_c^2 \cdot G}} \quad (2.2.4.1)$$

Donde:

- L, separación entre apoyos (mm).
- G, peso por mm de eje (0.45kg/mm).
- I<sub>x</sub>, momento de inercia axial. (300399391mm<sup>4</sup>)
- E, módulo de Young (210000N/mm<sup>2</sup>=21414kg/mm<sup>2</sup>)
- V<sub>c</sub>, velocidad crítica(228rpm).

Resolviendo:

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \cdot 78,3 \cdot 21414 \cdot 300399391}{218^2 \cdot 0.45}} \quad (2.2.4.2)$$

$$L=6634mm$$



Con esta longitud se puede calcular la flecha o deformada aproximada para ver si cumple con las especificaciones requeridas por la sociedad de clasificación:

$$\delta = \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x}$$

$$\delta = \frac{5 \cdot 0.45 \cdot 6634^4}{384 \cdot 21414 \cdot 300399391} \quad (2.2.4.3)$$

$$\delta = 1.77 \text{ mm}$$

La flecha producida es demasiado grande, por lo que para cumplir con la normativa vigente de sociedades de clasificación se deberá reducir la distancia entre apoyos, lo que deja la longitud del eje portahélice en 5400 mm.

Con esta nueva distancia, se calcula de nuevo la flecha para comprobar que satisface la condición de que esta sea menor a 1mm:

$$\delta = \frac{5 \cdot G \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x}$$

$$\delta = \frac{5 \cdot 0.45 \cdot 5400^4}{384 \cdot 21414 \cdot 300399391} \quad (2.2.4.4)$$

$$\delta = 0.77 \text{ mm}$$

### 2.2.5 Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos, se plantean las siguientes conclusiones y correcciones:

- Debido a la distribución de cuadernas del buque, la longitud obtenida inicialmente para los tramos de la línea de ejes es más que suficiente.
- Como se ha demostrado en los cálculos anteriores, la longitud corregida satisface la condición impuesta por la sociedad de clasificación de que la flecha producida sea menor a 1 mm.
- Con esto en mente, se propone la división del eje de cola en tres tramos, con una longitud de 5400 mm cada uno, más un tramo de eje entre el motor principal y la reductora de 3100mm, las cuales son suficientes para los requerimientos de nuestro buque y para cumplir con la normativa aplicable.

## 2.3 CÁLCULO DIÁMETRO MÍNIMO DE LOS EJES

A la vista de los cálculos anteriores, la línea de ejes estará compuesta por cuatro tramos:

- Eje intermedio motor-reductora
- Eje intermedio.
- Eje de bocina.
- Eje portahélice o eje de cola.

El eje portahélice tendrá el mayor diámetro, puesto que debe soportar el peso de la hélice con el correspondiente aumento del momento flector en el mismo.

Para el cálculo de los diámetros mínimos se empleará la siguiente fórmula:

$$D = 100 \cdot K \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n} \cdot \frac{560}{\sigma + 160}} \quad (2.3.1)$$

Donde:

- D, diámetro mínimo del eje(mm).
- K, factor de corrección.
- P, potencia a transmitir (kW).
- N, revoluciones del eje (rpm).
- $\sigma$ , tensión de rotura a tracción del acero F-114(N/mm<sup>2</sup>)

### 2.3.1 Diámetro mínimo eje motor-reductora

Aplicando la fórmula descrita en el apartado anterior, para el eje intermedio, entrando en la tabla 2, Parte C, Capítulo 1, Sección 7<sup>a</sup>, se obtiene un factor de corrección K =1, y con una potencia de 2640 kW, unas revoluciones en el eje de 750 rpm y tensión de rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>.

Sustituyendo en la ecuación y resolviendo:

$$D = 100 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{2640}{750} \cdot \frac{560}{600 + 160}} \quad (2.3.1.1)$$

$$D = 137,4mm$$

### 2.3.2 Diámetro mínimo eje intermedio

Aplicando la fórmula descrita en el apartado anterior, para el eje intermedio entrando en la tabla mencionada anteriormente, se obtiene un factor de corrección  $K=1$ , y con una potencia de 2640 kW, unas revoluciones en el eje de 175 y tensión de rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>.

Sustituyendo en la ecuación y resolviendo:

$$D = 100 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{2640}{175} \cdot \frac{560}{600 + 160}} \quad (2.3.2.1)$$

$$D = 223,17 \text{ mm}$$

### 2.3.3 Diámetro mínimo eje de bocina

Aplicando la misma fórmula, para el eje de bocina entrando en la misma tabla, se obtiene un factor de corrección  $K=1,15$ , y con una potencia de 2640 kW, unas revoluciones en el eje de 175 y tensión de rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>.

Sustituyendo en la ecuación y resolviendo:

$$D = 100 \cdot 1,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{2640}{175} \cdot \frac{560}{600 + 160}} \quad (2.3.3.1)$$

$$D = 256,65 \text{ mm}$$

### 2.3.4 Diámetro mínimo eje portahélice

Aplicando la misma fórmula, para el eje de bocina entrando en la misma tabla, se obtiene un factor de corrección  $K=1,22$ , y con una potencia de 2640 kW, unas revoluciones en el eje de 175 y tensión de rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>.

Sustituyendo en la ecuación y resolviendo:

$$D = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{2640}{175} \cdot \frac{560}{600 + 160}} \quad (2.3.4.1)$$

$$D = 272,27 \text{ mm}$$

### **2.3.5 Conclusiones**

A la vista de los resultados obtenidos, se proponen los siguientes diámetros normalizados para los distintos tramos de eje:

- Eje motor reductora: 260mm
- Eje intermedio: 260mm
- Eje de bocina: 265mm
- Eje de cola: 280mm

El aumento de diámetro propuesto para el eje motor-reductora se justifica en el apartado a continuación expuesto.

## 2.4 CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS INTERIORES

Dado que dos de los tramos del eje de cola van perforados en toda su longitud para permitir el paso de las líneas de aceite y sistemas de control de la hélice de paso variable, se debe dimensionar dicho diámetro interior. Para ello se dispondrá dicho diámetro interior conforme a lo requerido por el fabricante de la hélice y sus sistemas de control, siempre que dicho valor mínimo de diámetro este de acuerdo a los requerimientos de la sociedad de clasificación.

La normativa de Bureau Veritas dispone en su sección 5, capítulo 6, que *“en el caso de ejes huecos se debe incrementar el diámetro exterior según la fórmula determinada, a excepción de que el diámetro interior no exceda el 40% del diámetro exterior, en cuyo caso dicho diámetro exterior no necesita ser incrementado”*.

El diámetro interior mínimo necesario propuesto por el fabricante Berg para este proyecto es de 72 mm, por lo que para cada tramo del eje de cola se tiene:

-Un primer eje motor-reductora, con un diámetro exterior de 140mm:

Calculando se obtiene:

$$Pd = 140 \cdot 0,4 = 56mm \quad (2.4.1)$$

En este caso se debe incrementar el diámetro del eje motor-reductora para cumplir con los requerimientos de la sociedad de clasificación. Por cuestiones de uniformidad se plantea un diámetro de 260mm, y resolviendo el cálculo anterior para este nuevo diámetro:

$$Pd = 260 \cdot 0,4 = 104mm \quad (2.4.2)$$

Con este valor de diámetro se cumplen los requisitos de la sociedad de clasificación. Este valor además coincide con el del eje intermedio de salida de la reductora, por lo que se omitirá el cálculo por ser redundante.

-Un eje de bocina, con un diámetro exterior de 265mm.

Calculando se obtiene:

$$Pd = 265 \cdot 0,4 = 106mm \quad (2.4.3)$$

Para este tramo el diámetro interior propuesto entra dentro de los valores aceptables para la sociedad de clasificación.

-Un eje de cola portahélice, con un diámetro exterior de 280mm.

Calculando se obtiene:

$$Pd = 280 \cdot 0,4 = 112mm \quad (2.4.4)$$

Para este tramo el diámetro interior propuesto entra dentro de los valores aceptables para la sociedad de clasificación.

## 2.5 AJUSTES Y TOLERANCIAS

Para los ejes intermedios, según la tabla 9.8 del “Prontuario de Máquinas” de N. Larburu, para el caso del eje intermedio, se recomienda un ajuste de agujero base de clase “holgado medio”, con designación H7/f7.

Para el caso en cuestión la notación será 260 H7/f7.

Para la consignación H7 y diámetro 260mm se tienen unas referencias de tabla de:

$$\begin{aligned} ta &= 0 \mu = 0,0mm \\ te &= +52 \mu = +0,052mm \end{aligned} \quad (2.5.1)$$

Para la consignación f7 y diámetro 260mm se tienen unas referencias en tabla de:

$$\begin{aligned} ds &= -56 \mu = 0,056mm \\ di &= -108 \mu = 0,108mm \end{aligned} \quad (2.5.2)$$

Con estos datos se calcula las dimensiones del agujero base:

$$\begin{aligned} D_{\min} &= D_{\text{nom}} = 260mm \\ D_{\max} &= D_{\min} + ta = 260 + 0,052 \quad (2.5.3) \\ D_{\max} &= 260,052mm \end{aligned}$$

Y a continuación las dimensiones del eje:

$$\begin{aligned}
 D_{\max} &= D_{\text{nom}} - ds = 260 - 0,056 \\
 D_{\min} &= D_{\text{nom}} - di = 260 - 0,108 \\
 D_{\max} &= 259,948\text{mm} \\
 D_{\min} &= 259,892\text{mm}
 \end{aligned}
 \quad (2.5.4)$$

Para el eje de bocina, se recomienda un ajuste H8/d9, apto para piezas móviles con juego amplio y soporte de cojinetes.

Para el caso en cuestión la notación será 265 H9/d9.

Para la consignación H9 y diámetro 265 se tienen unas referencias de tabla de:

$$\begin{aligned}
 ta &= 0 \mu = 0,0\text{mm} \\
 te &= +130\mu = +0,130\text{mm}
 \end{aligned}
 \quad (2.5.5)$$

Para la consignación d9 y diámetro 265mm se tienen unas referencias en tabla de:

$$\begin{aligned}
 ds &= -190 \mu = 0,190\text{mm} \\
 di &= -320\mu = 0,320\text{mm}
 \end{aligned}
 \quad (2.5.6)$$

Con estos datos se calculan las dimensiones del agujero base:

$$\begin{aligned}
 D_{\min} &= D_{\text{nom}} = 265\text{mm} \\
 D_{\max} &= D_{\min} + ta = 265 + 0,130 \\
 D_{\max} &= 265,130\text{mm}
 \end{aligned}
 \quad (2.5.7)$$

Y a continuación las dimensiones del eje:

$$\begin{aligned}
 D_{\max} &= D_{\text{nom}} - ds = 265 - 0,190 \\
 D_{\min} &= D_{\text{nom}} - di = 265 - 0,320 \\
 D_{\max} &= 264,870\text{mm} \\
 D_{\min} &= 264,680\text{mm}
 \end{aligned}
 \quad (2.5.8)$$

Y finalmente para el eje portahélice, con un diámetro de 280mm y el mismo ajuste H9/d9 tenemos:

Para el caso en cuestión la notación será 280 H9/d9.

Para la consignación H9 y diámetro 265 se tienen unas referencias de tabla de:

$$\begin{aligned} t_a &= 0 \mu = 0,0mm \\ t_e &= +115 \mu = +0,130mm \end{aligned} \quad (2.5.9)$$

Para la consignación d9 y diámetro 265mm se tienen unas referencias en tabla de:

$$\begin{aligned} d_s &= -190 \mu = 0,190mm \\ d_i &= -320 \mu = 0,320mm \end{aligned} \quad (2.5.10)$$

Con estos datos se calculan las dimensiones del agujero base:

$$\begin{aligned} D_{\min} &= D_{\text{nom}} = 280mm \\ D_{\max} &= D_{\min} + t_a = 280 + 0,130 \quad (2.5.11) \\ D_{\max} &= 280,130mm \end{aligned}$$

Y a continuación las dimensiones del eje:

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D_{\text{nom}} - d_s = 280 - 0,190 \\ D_{\min} &= D_{\text{nom}} - d_i = 280 - 0,320 \\ D_{\max} &= 279,810mm \\ D_{\min} &= 279,68mm \end{aligned} \quad (2.5.12)$$



## 2.6 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

El esfuerzo cortante máximo se calculará en base al mayor esfuerzo posible que vayan a soportar los ejes, tal como indica la normativa de Bureau Veritas.

La fórmula a emplear será la siguiente:

$$\zeta = \frac{16 \cdot M_t \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d_i^4)} \quad (2.6.1)$$

Donde:

- d, diámetro nominal exterior del eje(mm).
- Mt, momento torsor máximo en el eje(Nmm).
- di, diámetro nominal interior(mm).

El par motor es la fuerza que es capaz de ejercer un motor en cada giro. Es una magnitud muy importante ya que todos los elementos mecánicos deben de soportar dicha fuerza, que en este caso será de:

$$\begin{aligned} M_t &= 9,55 \cdot \frac{P}{n} \\ M_t &= 9,55 \cdot \frac{2640 \cdot 0,95}{175} \quad (2.6.2) \\ M_t &= 136,865 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Con este dato y entrando en la formula descrita anteriormente, se resuelve para cada valor de diámetro de ejes:

-Eje intermedio:

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{16 \cdot 136865 \cdot 10^3 \cdot 260}{\pi \cdot (260^4 - 72^4)} \quad (2.6.3) \\ \zeta &= 39,89 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

-Eje de bocina:

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{16 \cdot 136865 \cdot 10^3 \cdot 265}{\pi \cdot (265^4 - 72^4)} \quad (2.6.4) \\ \zeta &= 37,66 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

-Eje de cola:

$$\zeta = \frac{16 \cdot 136865 \cdot 10^3 \cdot 280}{\pi \cdot (280^4 - 72^4)} \quad (2.6.5)$$

$$\zeta = 31,89 \text{ N/mm}^2$$

## 2.7 CARGA DE ROTURA

La carga de rotura es el esfuerzo máximo en el cual se produce la rotura del material.

La fórmula para su cálculo es la siguiente:

$$\tau = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} \quad (2.7.1)$$

Para el acero F-114,  $\sigma_b$  vale 600 N/mm<sup>2</sup>, resolviendo la ecuación con este valor:

$$\tau = \frac{600}{\sqrt{3}} \quad (2.7.2)$$

$$\tau = 346,41 \text{ N/mm}^2$$

## 2.8 ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL

Con los diámetros calculados anteriormente, se puede hallar el área de la sección transversal con la siguiente ecuación:

$$A = \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} \quad (2.8.1)$$

Donde:

- D, diámetro nominal exterior del eje(mm).
- d, diámetro nominal interior(mm).

Para el eje motor-reductora y el eje intermedio se tiene:

$$A = \pi \cdot \frac{(260^2 - 72^2)}{4} \quad (2.8.2)$$

$$A = 49022 \text{ mm}^2$$

Para el eje de bocina se tiene:

$$A = \pi \cdot \frac{(265^2 - 72^2)}{4} \quad (2.8.3)$$

$$A = 51083 \text{ mm}^2$$

Para el eje de cola se tiene:

$$A = \pi \cdot \frac{(280^2 - 72^2)}{4} \quad (2.8.4)$$

$$A = 57503 \text{ mm}^2$$

## 2.9 PESO POR METRO

Para el cálculo del peso por metro se empleará la siguiente fórmula:

$$G = S \cdot p_e \quad (2.9.1)$$

Donde:

- S, sección transversal del eje(m<sup>2</sup>).
- p<sub>e</sub>, peso específico del acero (7850kg/m<sup>3</sup>).

Para el eje motor-reductora y el eje intermedio, resolviendo:

$$G = S \cdot p_e$$

$$G = 0,049022 \cdot 7850 \quad (2.9.2)$$

$$G = 384,22 \text{ kg/m}$$

Para el eje de bocina, resolviendo:

$$\begin{aligned} G &= S \cdot p_e \\ G &= 0,051083 \cdot 7850 \quad (2.9.3) \\ G &= 401 \text{kg/m} \end{aligned}$$

Para el eje portahélice, resolviendo:

$$\begin{aligned} G &= S \cdot p_e \\ G &= 0,057503 \cdot 7850 \quad (2.9.4) \\ G &= 451,4 \text{kg/m} \end{aligned}$$

## 2.10 MOMENTO DE INERCIA AXIAL

Para el cálculo del momento de inercia axial se empleará la siguiente fórmula:

$$Lx = \pi \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{64} \quad (2.10.1)$$

Donde:

- d, diámetro nominal exterior del eje(mm).
- di, diámetro nominal interior(mm).

Para el eje motor-reductora y el eje intermedio, resolviendo:

$$\begin{aligned} Lx &= \pi \cdot \frac{(260^4 - 72^4)}{64} \quad (2.10.2) \\ Lx &= 222998402 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

Para el eje de bocina, resolviendo:

$$\begin{aligned} Lx &= \pi \cdot \frac{(265^4 - 72^4)}{64} \quad (2.10.3) \\ Lx &= 240757758 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

Para el eje de cola, resolviendo:

$$\begin{aligned} Lx &= \pi \cdot \frac{(280^4 - 72^4)}{64} \quad (2.10.4) \\ Lx &= 300399391 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

## 2.11 CÁLCULO DE LAS UNIONES EN LOS EJES

### 2.11.1 Cálculo de la unión eje intermedio-reductora

Se suponen las siguientes condiciones iniciales:

- Las bridas tienen una superficie plana, y son paralelas entre sí.
- Los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante.

En este caso, el motor transmite un par torsor de 137 kNm. La normativa de Bureau Veritas exige que las uniones de transmisión soporten un 30% más de par que el par máximo que desarrolle el motor, por lo que los cálculos de las uniones se realizarán en base a un par de:

$$\begin{aligned} Mt &= 1,3 \cdot 136,865 \\ Mt &= 177,93 \text{ kNm} \end{aligned} \quad (2.11.1.1)$$

Tras el cálculo de las dimensiones del plato de acoplamiento se informará al proveedor de la reductora, para seleccionar el modelo más adecuado para el proyecto en cuestión.

Los elementos de la reductora se suelen fabricar con materiales de mejor calidad que la del eje, por lo que el plato de la reductora puede tener un espesor menor. El plato de la brida del eje será del mismo material que el del eje, por estar mecanizado en el mismo, mientras que el material de los pernos será de características superiores.

Para ello el acero que se tomará tendrá una carga de tensión de rotura a tracción de 640 N/mm<sup>2</sup>.

Para calcular el esfuerzo cortante máximo al que están sometidos los pernos se puede utilizar una proporción cuando se trata de aceros con características muy similares.

En este caso, el eje intermedio tiene una resistencia a rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>, y está sometido a un esfuerzo cortante máximo de 39,89 N/mm<sup>2</sup>, por lo que el esfuerzo cortante en los pernos será de:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{39,89 \cdot 640}{600} \\ \tau &= 42,55 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (2.11.1.2)$$

### 2.11.2 Espesor de la brida

Según la sociedad de clasificación Bureau Veritas parte 4, capítulo 4 sección 1, apartado B30, el espesor de la brida se determina con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{d}{4 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2} \quad (2.11.2.1)$$

Donde:

- d, diámetro teórico mínimo del eje(mm).
- r, el filete de unión entre plato y brida(mm).

La normativa de sociedad de clasificación exige que el filete de unión no debe ser en ningún caso menor a 0,16 veces el diámetro del eje en cuestión.

Para calcular r, se emplea la expresión:

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &\geq 0,16 \\ r &\geq 0,16 \cdot d \quad (2.11.2.2) \\ r &\geq 0,16 \cdot 260 \\ r &\geq 41,6mm \end{aligned}$$

Se elige como valor de r=42mm y se calcula el espesor de la brida:

$$\begin{aligned} t &= \frac{260}{4 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{42}{260}\right)^2} \quad (3.1.2.3) \\ t &= 37,13mm \end{aligned}$$

Este espesor no es el definitivo ya que se deberá de ajustar el espesor de la brida, y se elige un ajuste del 70%.

Además, uno de los platos tendrá 3mm mas de espesor, para corregir pequeñas barrigas que puedan surgir en el mecanizado y roscado de los tornillos.

Con estos incisos en cuenta, el espesor definitivo será:

$$t_1 = \frac{37,13}{0,70} = 53,04 \approx 54mm$$

$$t_2 = \left(\frac{37,13}{0,70}\right) + 3 = 56,04 \approx 57mm$$
(2.11.2.4)

Estas medidas satisfacen la condición de la sociedad de clasificación que indica que el espesor de la brida no debe ser en ningún caso menor al 20% del diámetro de la misma.

### 2.11.3 Pernos

Los pernos tendrán un material con una calidad superior al empleado en la fabricación de la brida. El acero que se empleará tendrá una tensión de rotura a tracción de 640 N/mm<sup>2</sup>. Este valor se obtiene de las normas DIN, de la DIN 931. Dicho perno tiene la notación 8.8 hasta métrica 39, de lo que se infiere:

$$8 \cdot 8 \cdot 10 = 640N / mm^2 \quad (2.11.3.1)$$

Se opta por pernos de M30, los cuales poseen las siguientes dimensiones:

-Diámetro d,30 mm

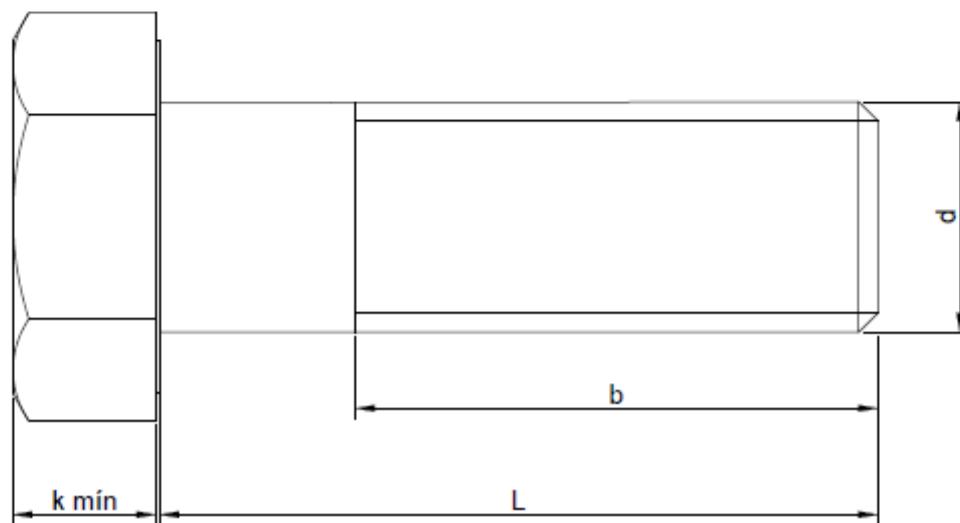
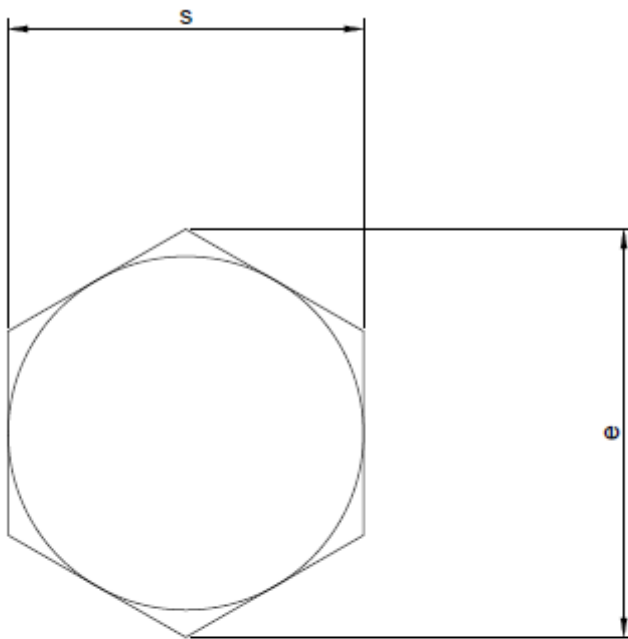
-La longitud L del perno viene determinada por el espesor de las bridas, la tuerca y la arandela. Teniendo esto en cuenta, se tiene:

$$L \geq t_1 + t_2 + S + m$$

$$L \geq 54 + 57 + 4 + 24 \quad (2.11.3.2)$$

$$L \geq 139mm$$

Con estos valores el tornillo normalizado más próximo será:

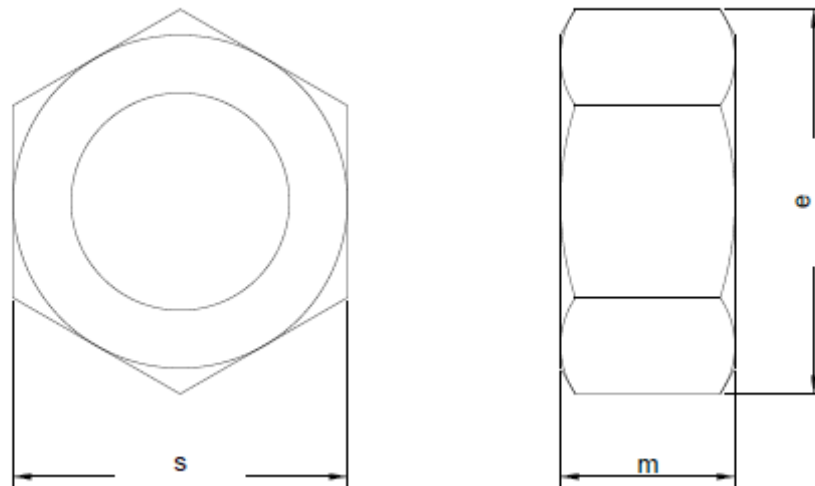


- Longitud  $L$  de 150mm
- Largo de rosca  $b$  de 72 mm
- $s$  de 46mm
- $k \text{ mín}$  de 18,5mm
- $e$  de 50,85mm



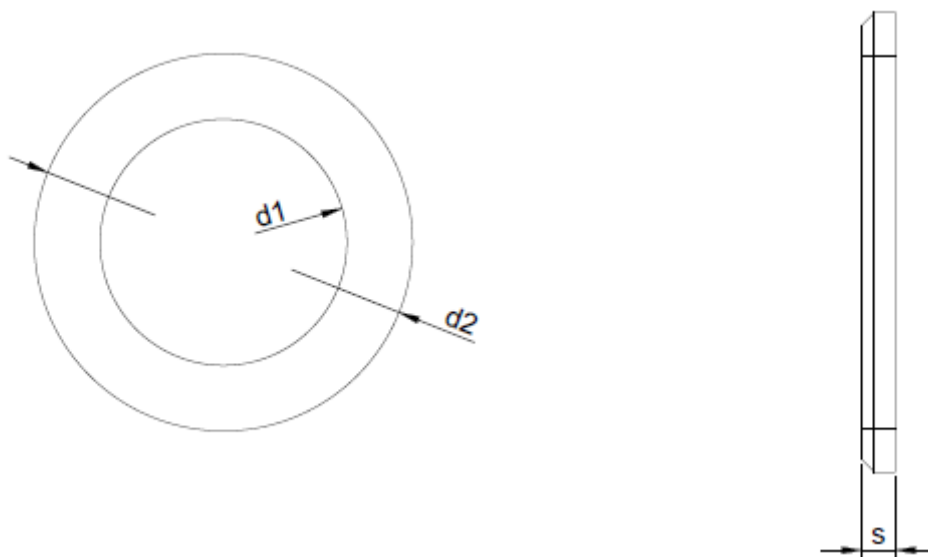
### 2.11.4 Tuercas y arandelas

Para las tuercas, entrando en la tabla DIN 126 con M30 se obtienen unos valores de:



- s de 46 mm
- e de 50,85 mm
- m de 24 mm

Y para las arandelas, entrando en la tabla DIN 125/A con M30:



- $d_1$  de 31 mm
- $d_2$  de 56 mm
- s de 4mm

### 2.11.5 Número de pernos

Una de las condiciones que la Sociedad de Clasificación exige, es que como mínimo el 60 % de la longitud de la circunferencia de centro de pernos debe ser del mismo material que la brida. Para cumplir este apartado se ha tomado como longitud ocupada por los pernos un 38 % de la longitud de la circunferencia.

Con estas condiciones, se tiene:

$$38\%L_c = N \cdot d_p$$

$$L_c = \frac{24 \cdot 30 \cdot 100}{38} = 1895mm \quad (2.11.5.1)$$

Donde:

- $L_c$ , longitud de la circunferencia de centro de pernos.
- $N$ , número de pernos (24 pernos)
- $d_p$ , diámetro del perno (30mm)

Con este dato de  $L_c = 1895$  mm podemos calcular el diámetro de la circunferencia de pernos:

$$L_c = \pi \cdot D_p$$

$$D_p = \frac{L_c}{\pi} = \frac{1865}{\pi} \quad (2.11.5.2)$$

$$D_p = 593,64mm$$

### 2.11.6 Diámetro de la brida

El diámetro de la brida será consecuencia de la suma de:

-Diámetro de la circunferencia de centros de pernos,  $D_p$ .

-Diámetro de los pernos

-La distancia entre la arandela de los pernos y el final de la brida, que será de 5mm.

$$D_b = D_p + d_p + (2 \cdot 5)$$

$$D_b = 593,64 + 30 + 10 \quad (2.11.6.1)$$

$$D_b = 633,64mm$$

Se comprobará ahora que el número de pernos elegido es suficiente para soportar el par a transmitir, que, en este caso, como se calculó anteriormente, es de 177,93 kNm.

Mediante la siguiente expresión se calcula el esfuerzo cortante que soportan  $n$  pernos:

$$F_c = \frac{n \cdot \tau \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$

$$F_c = \frac{24 \cdot 42,55 \cdot \pi \cdot 30^2}{4} \quad (2.11.6.2)$$

$$F_c = 721843,75 Nm = 721,844 kNm$$

Ahora se comprueba que los  $n$  pernos pueden soportar el esfuerzo cortante calculado anteriormente, mediante la siguiente expresión:

$$M_t = \frac{F_c \cdot D_p}{2}$$

$$M_t = \frac{721,844 \cdot 0,594}{2} \quad (2.11.6.3)$$

$$M_t = 214,40 kNm$$

El par máximo que deben soportar por normativa de sociedad de clasificación es de 177,93 kNm, y el número de pernos elegido permite soportar y transmitir 214,40 kNm, por lo que es suficiente y deja un margen de seguridad adecuado para el proyecto en cuestión

## 2.12 Cálculo de la unión eje de bocina-eje intermedio

### 2.12.1 Generalidades

Las generalidades anteriormente mencionadas para la unión entre el eje intermedio y el eje de bocina son igualmente válidas y aplicables en este apartado.

En este caso, el eje de bocina tiene una resistencia a rotura a tracción de 600 N/mm<sup>2</sup>, y está sometido a un esfuerzo cortante máximo de 39,89 N/mm<sup>2</sup>, por lo que el esfuerzo cortante en los pernos será de:

$$\tau = \frac{39,89 \cdot 640}{600} \quad (2.12.1.1)$$

$$\tau = 42,55 N / mm^2$$

### 2.12.2 Espesor de la brida

Según la sociedad de clasificación Bureau Veritas parte 4, capítulo 4 sección 1, apartado B30, el espesor de la brida se determina con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{d}{4 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2} \quad (2.12.2.1)$$

Donde:

- d, diámetro teórico mínimo del eje(mm).
- r, el filete de unión entre plato y brida(mm);

La normativa de sociedad de clasificación exige que el filete de unión no debe ser en ningún caso menor a 0,16 veces el diámetro del eje en cuestión.

Para calcular r, se emplea la expresión:

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &\geq 0,16 \\ r &\geq 0,16 \cdot d \quad (2.12.2.2) \\ r &\geq 0,16 \cdot 265,130 \\ r &\geq 42,42mm \end{aligned}$$

Se elige como valor de r=43mm y se calcula el espesor de la brida:

$$\begin{aligned} t &= \frac{264,870}{4 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{43}{264,870}\right)^2} \quad (2.12.2.3) \\ t &= 27,51mm \end{aligned}$$

Este espesor no es el definitivo ya que tenemos que ajustar el espesor de la brida, y se elige un ajuste del 50%.

Además, uno de los platos tendrá 3mm mas de espesor, para corregir pequeñas barrigas que puedan surgir en el mecanizado y roscado de los tornillos.

Con estos incisos en cuenta, el espesor definitivo será:

$$t_1 = \frac{27,52}{0,50} = 55,04 \approx 56mm$$

$$t_2 = \left(\frac{27,52}{0,50}\right) + 3 = 58,04 \approx 59mm$$
(2.12.2.4)

### 2.12.3 Pernos

Los pernos tendrán un material con una calidad superior al empleado en la fabricación de la brida. El acero que se empleará tendrá una tensión de rotura a tracción de 640 N/mm<sup>2</sup>. Este valor se obtiene de las normas DIN, de la DIN 931. Dicho perno tiene la notación 8.8 hasta métrica 39, de lo que se infiere una resistencia de:

$$8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 N / mm^2 \quad (2.12.3.1)$$

Se opta por pernos de M30, los cuales poseen las siguientes dimensiones:

-Diámetro d, 30 mm

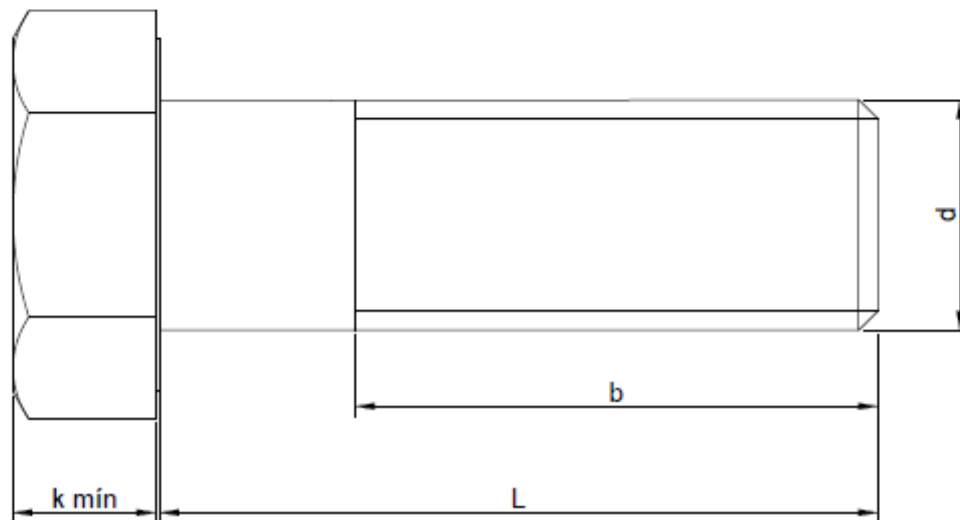
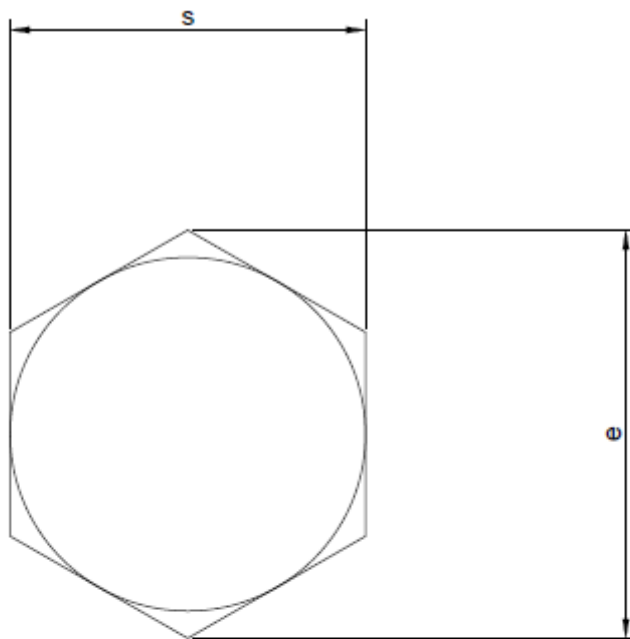
-La longitud L del perno viene determinada por el espesor de las bridas, la tuerca y la arandela. Teniendo esto en cuenta, se tiene:

$$L \geq t_1 + t_2 + S + m$$

$$L \geq 56 + 59 + 4 + 24 \quad (2.12.3.2)$$

$$L \geq 143mm$$

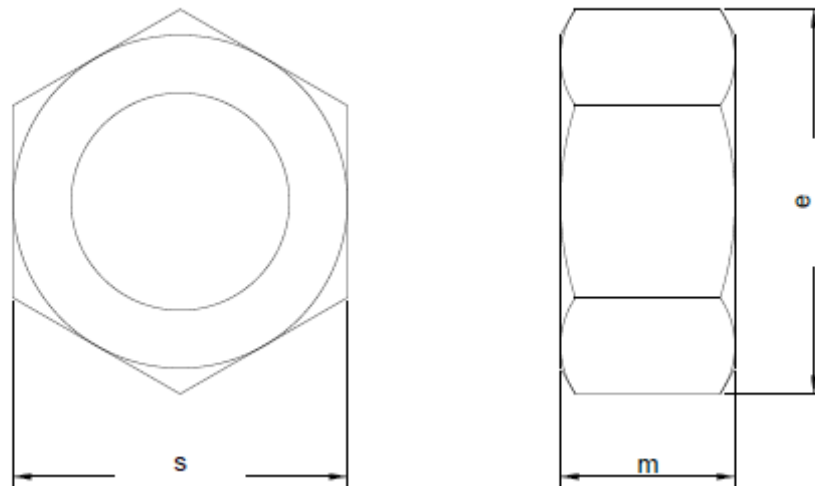
Con estos valores el tornillo normalizado más próximo será:



- Longitud L de 150mm
- Largo de rosca b de 72 mm
- s de 46mm
- k mín de 18,5mm
- e de 50,85mm

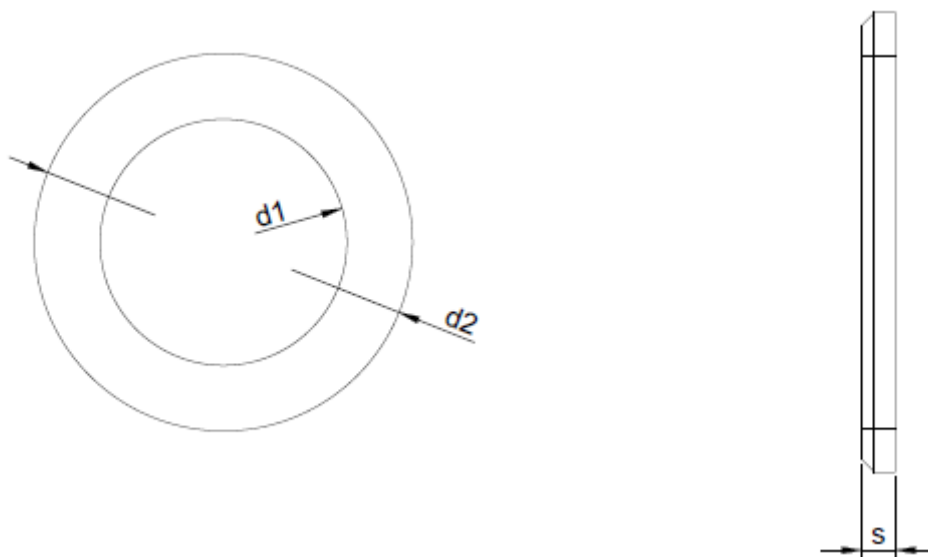
### 2.12.4 Tuercas y arandelas

Para las tuercas, entrando en la tabla DIN 934 con M30 se obtienen unos valores de:



- s de 46 mm
- e de 50,85 mm
- m de 24 mm

Y para las arandelas, entrando en la tabla DIN 125/A con M30:



- $d_1$  de 31 mm
- $d_2$  de 56 mm
- s de 4mm

### 2.12.5 Número de pernos

Una de las condiciones que la Sociedad de Clasificación exige, es que como mínimo el 60 % de la longitud de la circunferencia de centro de pernos debe ser del mismo material que la brida. Para cumplir este apartado se ha tomado como longitud ocupada por los pernos un 38 % de la longitud de la circunferencia.

Con estas condiciones, se tiene:

$$38\%L_c = N \cdot d_p$$

$$L_c = \frac{24 \cdot 30 \cdot 100}{38} = 1895 \text{ mm} \quad (2.12.5.1)$$

Donde:

$L_c$  = longitud de la circunferencia de centro de pernos.

$N$  = número de pernos (24 pernos)

$d_p$  = diámetro del perno (30mm)

Con este dato de  $L_c=1895$  mm podemos calcular el diámetro de la circunferencia de pernos:

$$L_c = \pi \cdot D_p$$

$$D_p = \frac{L_c}{\pi} = \frac{1865}{\pi} \quad (2.12.5.2)$$

$$D_p = 593,64 \text{ mm}$$

### 2.12.6 Diámetro de la brida

El diámetro de la brida será consecuencia de la suma de:

- Diámetro de la circunferencia de centros de pernos,  $D_p$
- Diámetro de los pernos
- La distancia entre la arandela de los pernos y el final de la brida, que será de 5mm.

$$D_b = D_p + d_p + (2 \cdot 5)$$

$$D_b = 593,64 + 30 + 10 \quad (2.12.6.1)$$

$$D_b = 633,64 \text{ mm}$$



Se comprobará ahora que el número de pernos elegido es suficiente para soportar el par a transmitir, que, en este caso, como se calculó anteriormente, es de 177,93 kNm.

Mediante la siguiente expresión se calcula el esfuerzo cortante que soportan  $n$  pernos:

$$F_c = \frac{n \cdot \tau \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$
$$F_c = \frac{24 \cdot 42,55 \cdot \pi \cdot 30^2}{4} \quad (2.12.6.2)$$
$$F_c = 721843,75 Nm = 721,844 kNm$$

Ahora se comprobará que los  $n$  pernos pueden soportar el esfuerzo cortante calculado anteriormente, mediante la siguiente expresión:

$$M_t = \frac{F_c \cdot D_p}{2}$$
$$M_t = \frac{721,844 \cdot 0,594}{2} \quad (2.12.6.3)$$
$$M_t = 214,40 kNm$$

El par máximo que deben soportar por normativa de sociedad de clasificación es de 177,93 kNm, y el número de pernos elegido permite soportar y transmitir 214,40 kNm, por lo que es suficiente y deja un margen de seguridad adecuado para el proyecto en cuestión

## 2.13 Cálculo de la unión eje de bocina-eje portahélice

### 2.13.1 Generalidades

Las generalidades anteriormente mencionadas para la unión entre el eje intermedio y el eje de bocina son igualmente válidas y aplicables en este apartado.

En este caso, el eje portahélice tiene una resistencia a rotura a tracción de  $600\text{N/mm}^2$ , y está sometido a un esfuerzo cortante máximo de  $39,89\text{ N/mm}^2$ , por lo que el esfuerzo cortante en los pernos será de:

$$\tau = \frac{39,89 \cdot 640}{600} \quad (2.13.1.1)$$

$$\tau = 42,55\text{ N/mm}^2$$

### 2.13.2 Espesor de la brida

Según la sociedad de clasificación Bureau Veritas parte 4, capítulo 4 sección 1, apartado B30, el espesor de la brida se determina con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{d}{4 \cdot (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2} \quad (2.13.2.1)$$

Donde:

- d, diámetro teórico mínimo del eje(mm).
- r, el filete de unión entre plato y brida(mm);

La normativa de sociedad de clasificación exige que el filete de unión no debe ser en ningún caso menor a 0,16 veces el diámetro del eje en cuestión.

Para calcular r, se emplea la expresión:

$$\frac{r}{d} \geq 0,16$$

$$r \geq 0,16 \cdot d \quad (2.13.2.2)$$

$$r \geq 0,16 \cdot 279,780$$

$$r \geq 44,76\text{mm}$$

Se elige como valor de  $r=45\text{mm}$  y se calcula el espesor de la brida:

$$t = \frac{279,780}{4 \cdot (1 + 2 \cdot \frac{45}{279,780})^2} \quad (2.13.2.3)$$

$$t = 40,04\text{mm}$$

Este espesor no es el definitivo ya que tenemos que ajustar el espesor de la brida, y se elige un ajuste del 70%.

Además, uno de los platos tendrá 3mm mas de espesor, para corregir pequeñas barrigas que puedan surgir en el mecanizado y roscado de los tornillos.

Con estos incisos en cuenta, el espesor definitivo será:

$$t_1 = \frac{40,04}{0,70} = 57,2 \approx 58mm$$

$$t_2 = \left(\frac{40,04}{0,70}\right) + 3 = 60,2 \approx 61mm$$
(2.13.2.3)

### 2.13.3 Pernos

Los pernos tendrán un material con una calidad superior al empleado en la fabricación de la brida. El acero que se empleará tendrá una tensión de rotura a tracción de 640 N/mm<sup>2</sup>. Este valor se obtiene de las normas DIN, de la DIN 931.

Dicho perno tiene la notación 8.8 hasta métrica 39, de lo que se infiere una resistencia de:

$$8 \cdot 8 \cdot 10 = 640N / mm^2 \quad (2.13.3.1)$$

Se opta por pernos de M30, los cuales poseen las siguientes dimensiones:

-Diámetro d,30 mm

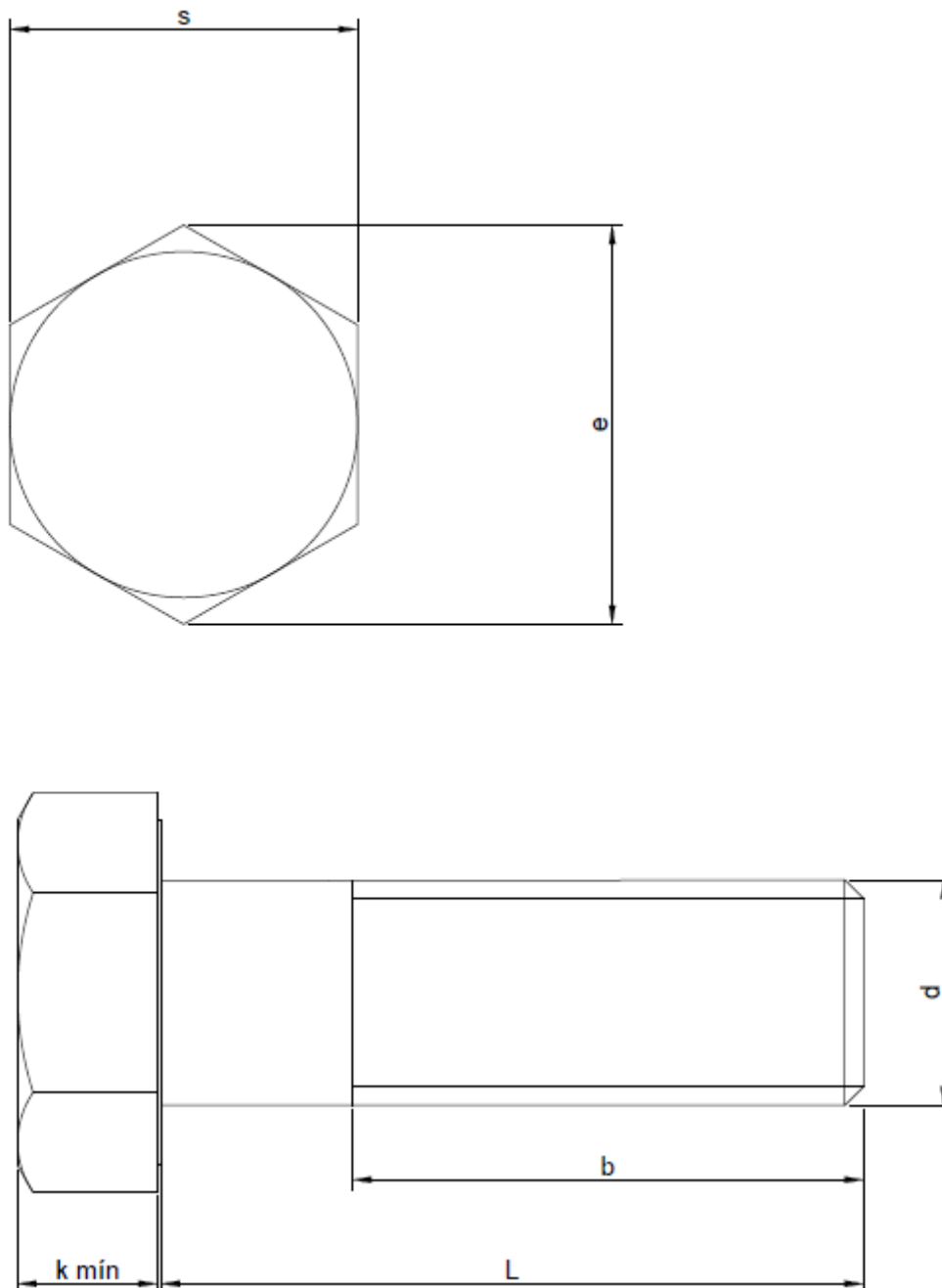
-La longitud L del perno viene determinada por el espesor de las bridas, la tuerca y la arandela. teniendo esto en cuenta, se tiene:

$$L \geq t_1 + t_2 + S + m$$

$$L \geq 58 + 63 + 4 + 24 \quad (2.13.3.2)$$

$$L \geq 149mm$$

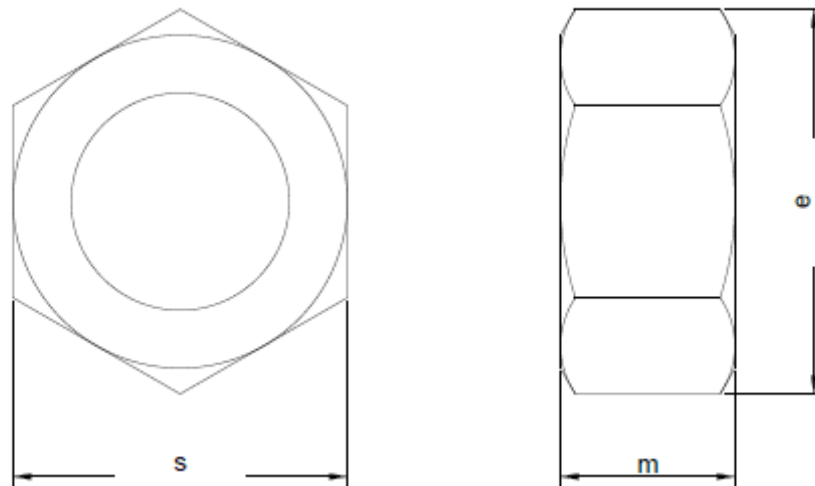
Con estos valores el tornillo normalizado más próximo será:



- Longitud L de 150mm
- Largo de rosca b de 72 mm
- s de 46mm
- k mín de 18,5mm
- e de 50,85mm

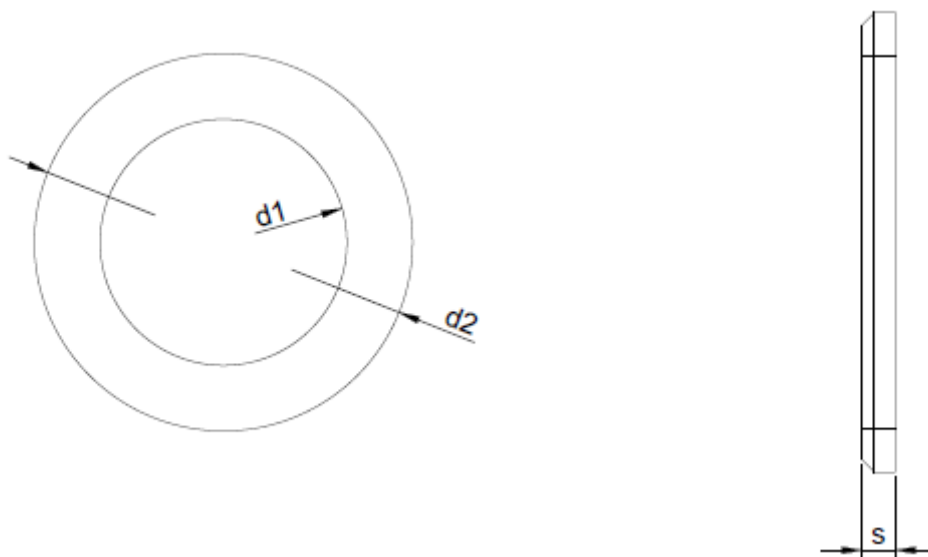
### 2.13.4 Tuercas y arandelas

Para las tuercas, entrando en la tabla DIN 934 con M30 se obtiene unos valores de:



- s de 46 mm
- e de 50,85 mm
- m de 24 mm

Y para las arandelas, entrando en la tabla DIN 125/A con M30:



- $d_1$  de 31 mm
- $d_2$  de 56 mm
- s de 4mm

### 2.13.5 Número de pernos

Una de las condiciones que la Sociedad de Clasificación exige, es que como mínimo el 60 % de la longitud de la circunferencia de centro de pernos debe ser del mismo material que la brida. Para cumplir este apartado se ha tomado como longitud ocupada por los pernos un 38 % de la longitud de la circunferencia.

Con estas condiciones, tenemos:

$$38\%L_c = N \cdot d_p$$

$$L_c = \frac{24 \cdot 30 \cdot 100}{38} = 1895mm \quad (2.13.5.1)$$

Donde:

- $L_c$  = longitud de la circunferencia de centro de pernos.
- $N$  = número de pernos (24 pernos)
- $d_p$  = diámetro del perno (30mm)

Con este dato de  $L_c=1895$  mm podemos calcular el diámetro de la circunferencia de pernos:

$$L_c = \pi \cdot D_p$$

$$D_p = \frac{L_c}{\pi} = \frac{1865}{\pi} \quad (2.13.5.2)$$

$$D_p = 593,64mm$$

### 2.13.6 Diámetro de la brida

El diámetro de la brida será consecuencia de la suma de:

-Diámetro de la circunferencia de centros de pernos,  $D_p$

-Diámetro de los pernos

-La distancia entre la arandela de los pernos y el final de la brida, que será de 5mm.

$$D_b = D_p + d_p + (2 \cdot 5)$$

$$D_b = 593,64 + 30 + 10 \quad (2.13.6.1)$$

$$D_b = 633,64mm$$

Se comprobará ahora que el número de pernos elegido es suficiente para soportar el par a transmitir, que en el caso que nos ocupa, como se calculó anteriormente, es de 177,93 kNm.

Mediante la siguiente expresión se calcula el esfuerzo cortante que soportan  $n$  pernos:

$$F_c = \frac{n \cdot \tau \cdot \pi \cdot d^2}{4}$$
$$F_c = \frac{24 \cdot 42,55 \cdot \pi \cdot 30^2}{4} \quad (2.13.6.2)$$
$$F_c = 721843,75 Nm = 791,844 kNm$$

Ahora comprobaremos que los  $n$  pernos pueden soportar el esfuerzo cortante calculado anteriormente, mediante la siguiente expresión:

$$M_t = \frac{F_c \cdot D_p}{2}$$
$$M_t = \frac{721,844 \cdot 0,594}{2} \quad (2.13.6.3)$$
$$M_t = 214,40 kNm$$

El par máximo que deben soportar por normativa de sociedad de clasificación es de 177,93 kNm, y el número de pernos elegido permite soportar y transmitir 214,40 kNm, por lo que es suficiente y deja un margen de seguridad adecuado para el proyecto en cuestión

## 2.14 PESO DE LOS ACOPLAMIENTOS

### 2.14.1 Acoplamiento eje motor-reductora

Para el cálculo del peso de los acoplamientos se tendrá en cuenta el tramo común de eje en el acoplamiento, el vaciado de los agujeros para los pernos y el peso de los pernos, las tuercas y las arandelas.

Se tendrá en cuenta que el peso de cada plato de acoplamiento será ligeramente distinto debido a las diferentes secciones de eje y de espesor, justificadas anteriormente.

El acoplamiento del eje intermedio de salida será igual que el de entrada.

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato de la reductora:

- Espesor del plato:  $t_1 = 54$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 260$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento emplearemos la siguiente expresión:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot p_e \quad (2.14.1.1)$$

Donde:

- $P_{plato}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{plato}$ : Volumen del plato ( $mm^3$ )
- $V_{pernos}$ : Volumen de los pernos ( $mm^3$ )
- $V_{eje}$ : Volumen del eje ( $mm^3$ )
- $V_{interior}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $mm^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850$  kg/ $m^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 54 = 17047557 mm^3 = 0,0171 m^3 \quad (2.14.1.2)$$

-Volumen de los pernos:



$$V_{\text{pernos}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 54 = 38170 \text{ mm}^3 = 3,817 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.1.3)$$

-Volumen del eje:

$$V_{\text{eje}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 130^2 \cdot 54 = 2867018 \text{ mm}^3 = 0,002867017 \text{ m}^3 \quad (2.14.1.4)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{\text{interior}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 54 = 219861 \text{ mm}^3 = 0,00219861 \text{ m}^3 \quad (2.14.1.5)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$\begin{aligned} P_{\text{plato}} &= (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e \\ P_{\text{plato}} &= 0,0171 - 3,817 \cdot 10^{-5} - 0,002867017 - 0,00219861) \cdot 7850 \quad (2.14.1.6) \\ P_{\text{plato}} &= 94,17 \text{ kg} \end{aligned}$$

Y para el plato del extremo del eje intermedio se tienen los siguientes datos:

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato de la reductora:

- Espesor del plato:  $t_2 = 57 \text{ mm}$
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634 \text{ mm}$
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30 \text{ mm}$
- Diámetro del eje:  $d_e = 265 \text{ mm}$
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72 \text{ mm}$
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento se empleará la siguiente expresión:

$$P_{\text{plato}} = (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e \quad (2.14.1.7)$$

Donde:

- $P_{\text{plato}}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{\text{plato}}$ : Volumen del plato ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{pernos}}$ : Volumen de los pernos ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{eje}}$ : Volumen del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{interior}}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850 \text{ kg/m}^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 57 = 17994644 \text{ mm}^3 = 0,0179 \text{ m}^3 \quad (3.4.1.8)$$

-Volumen de los pernos:

$$V_{pernos} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 57 = 40291 \text{ mm}^3 = 4,0291 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.1.9)$$

-Volumen del eje:

$$V_{eje} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 130^2 \cdot 57 = 3026296 \text{ mm}^3 = 0,003026296 \text{ m}^3 \quad (2.14.1.10)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{interior} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 57 = 232076 \text{ mm}^3 = 0,00232076 \text{ m}^3 \quad (2.14.1.11)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot \rho_e$$

$$P_{plato} = 0,0179 - 4,0291 \cdot 10^{-5} - 0,003026296 - 0,00232076) \cdot 7850 \quad (2.14.1.12)$$

$$P_{plato} = 98,22 \text{ kg}$$

Para calcular el peso del acoplamiento bastará con sumar el peso de los dos platos, los pernos las tuercas y las arandelas:

$$P_{acopl} = P_{red} + P_{eje} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca}) \quad (2.14.1.13)$$

Donde:

- $P_{acopl}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $P_{red}$ : peso del plato de la reductora (94,17 kg)
- $P_{eje}$ : peso del plato del eje (98,22 kg)
- $P_{perno}$ : peso del perno (0,8 kg)
- $P_{arandela}$ : peso de la arandela (0,223 kg)
- $P_{tuerca}$ : peso de la tuerca (0,054 kg)

Resolviendo se obtiene:

$$P_{acopl} = P_{red} + P_{eje} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca})$$

$$P_{acopl} = 94,17 + 98,22 + 24 \cdot (0,8 + 0,223 + 0,054) \quad (2.14.1.14)$$

$$P_{acopl} = 218,24 \text{ kg}$$

### 2.14.2 Acoplamiento eje intermedio-eje de bocina

Para el cálculo del peso de los acoplamientos se tendrá en cuenta el tramo común de eje en el acoplamiento, el vaciado de los agujeros para los pernos y el peso de los pernos, las tuercas y las arandelas.

Se tendrá en cuenta que el peso de cada plato de acoplamiento será ligeramente distinto debido a las diferentes secciones de eje y de espesor, justificadas anteriormente.

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato del eje intermedio:

- Espesor del plato:  $t_1 = 56$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 260$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento se empleará la siguiente expresión:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot p_e \quad (2.14.2.1)$$

Donde:

- $P_{plato}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{plato}$ : Volumen del plato ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{pernos}$ : Volumen de los pernos ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{eje}$ : Volumen del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{interior}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850 \text{ kg/m}^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 56 = 17678948 \text{ mm}^3 = 0,0177 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.2)$$

-Volumen de los pernos:

$$V_{\text{pernos}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 56 = 39584 \text{ mm}^3 = 3,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.2.3)$$

-Volumen del eje:

$$V_{\text{eje}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 130^2 \cdot 56 = 2973203 \text{ mm}^3 = 0,002973203 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.4)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{\text{interior}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 56 = 228004 \text{ mm}^3 = 0,00228004 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.5)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$\begin{aligned} P_{\text{plato}} &= (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e \\ P_{\text{plato}} &= 0,0177 - 3,584 \cdot 10^{-5} - 0,002973203 - 0,00228004) \cdot 7850 \quad (2.14.2.6) \\ P_{\text{plato}} &= 97,42 \text{ kg} \end{aligned}$$

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato del eje de bocina:

- Espesor del plato:  $t_2 = 59 \text{ mm}$
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634 \text{ mm}$
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30 \text{ mm}$
- Diámetro del eje:  $d_e = 265 \text{ mm}$
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72 \text{ mm}$
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento se empleará la siguiente expresión:

$$P_{\text{plato}} = (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e \quad (2.14.2.7)$$

Donde:

- $P_{\text{plato}}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{\text{plato}}$ : Volumen del plato ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{pernos}}$ : Volumen de los pernos ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{eje}}$ : Volumen del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{interior}}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850 \text{ kg/m}^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 59 = 18626034 \text{ mm}^3 = 0,0186 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.8)$$

-Volumen de los pernos:

$$V_{perno} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 59 = 41704,6 \text{ mm}^3 = 4,170 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.2.9)$$

-Volumen del eje:

$$V_{eje} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 132,5^2 \cdot 59 = 3254120,6 \text{ mm}^3 = 0,003254121 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.10)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{interior} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 59 = 240218 \text{ mm}^3 = 0,00240218 \text{ m}^3 \quad (2.14.2.11)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot \rho_e$$

$$P_{plato} = 0,0186 - 4,170 \cdot 10^{-5} - 0,003254121 - 0,00240218) \cdot 7850 \quad (2.14.2.12)$$

$$P_{plato} = 101,28 \text{ kg}$$

Para calcular el peso del acoplamiento bastará con sumar el peso de los dos platos, los pernos las tuercas y las arandelas:

$$P_{acopl} = P_{inter} + P_{bocina} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca}) \quad (2.14.2.13)$$

Donde:

- $P_{acopl}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $P_{inter}$ : peso del plato del eje intermedio (97,42 kg)
- $P_{bocina}$ : peso del plato del eje de bocina (101,28 kg)
- $P_{perno}$ : peso del perno (0,8 kg)
- $P_{arandela}$ : peso de la arandela (0,223 kg)
- $P_{tuerca}$ : peso de la tuerca (0,054 kg)

Resolviendo se obtiene:

$$P_{acopl} = P_{red} + P_{eje} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca})$$

$$P_{acopl} = 97,42 + 101,28 + 24 \cdot (0,8 + 0,223 + 0,054) \quad (3.4.2.14)$$

$$P_{acopl} = 224,6 \text{ kg}$$

### 2.14.3 Acoplamiento eje de bocina-eje portahélice

Para el cálculo del peso de los acoplamientos se tendrá en cuenta el tramo común de eje en el acoplamiento, el vaciado de los agujeros para los pernos y el peso de los pernos, las tuercas y las arandelas.

Se tendrá en cuenta que el peso de cada plato de acoplamiento será ligeramente distinto debido a las diferentes secciones de eje y de espesor, justificadas anteriormente.

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato del eje de bocina:

- Espesor del plato:  $t_1 = 58$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 265$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento se empleará la siguiente expresión:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot p_e \quad (2.14.3.1)$$

Donde:

- $P_{plato}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{plato}$ : Volumen del plato ( $mm^3$ )
- $V_{pernos}$ : Volumen de los pernos ( $mm^3$ )
- $V_{eje}$ : Volumen del eje ( $mm^3$ )
- $V_{interior}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $mm^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850$  kg/ $m^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

Para el plato del eje de bocina tenemos:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 58 = 18310339 mm^3 = 0,0183 m^3 \quad (2.14.3.2)$$

-Volumen de los pernos:

$$V_{\text{pernos}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 58 = 40997,8 \text{ mm}^3 = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.3.3)$$

-Volumen del eje:

$$V_{\text{eje}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 132,5^2 \cdot 58 = 3198966 \text{ mm}^3 = 0,003198966 \text{ m}^3 \quad (2.14.3.4)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{\text{interior}} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 58 = 236147 \text{ mm}^3 = 0,00236147 \text{ m}^3 \quad (2.14.3.5)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$P_{\text{plato}} = (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e$$

$$P_{\text{plato}} = 0,0183 - 4,1 \cdot 10^{-5} - 0,003198966 - 0,00236147) \cdot 7850 \quad (2.14.3.6)$$

$$P_{\text{plato}} = 99,7 \text{ kg}$$

Partiendo de los siguientes datos conocidos para el plato del eje portahélice:

- Espesor del plato:  $t_2 = 61 \text{ mm}$
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634 \text{ mm}$
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30 \text{ mm}$
- Diámetro del eje:  $d_e = 280 \text{ mm}$
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72 \text{ mm}$
- Número de pernos: 24

Para calcular el peso del plato de acoplamiento emplearemos la siguiente expresión:

$$P_{\text{plato}} = (V_{\text{plato}} - V_{\text{pernos}} - V_{\text{eje}} - V_{\text{interior}}) \cdot p_e \quad (2.14.3.7)$$

Donde:

- $P_{\text{plato}}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $V_{\text{plato}}$ : Volumen del plato ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{pernos}}$ : Volumen de los pernos ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{eje}}$ : Volumen del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $V_{\text{interior}}$ : Volumen del vaciado interior del eje ( $\text{mm}^3$ )
- $p_e$ : peso específico del acero ( $7850 \text{ kg/m}^3$ )

Los volúmenes se hallarán con la expresión matemática para el cálculo del volumen de un cilindro, siendo para cada caso:

-Volumen del plato:

$$V_{plato} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 317^2 \cdot 61 = 19257425,75 \text{ mm}^3 = 0,0193 \text{ m}^3 \quad (2.14.3.8)$$

-Volumen de los pernos:

$$V_{pernos} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 15^2 \cdot 61 = 43118,36 \text{ mm}^3 = 4,312 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.14.3.9)$$

-Volumen del eje:

$$V_{eje} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 140^2 \cdot 61 = 3756088 \text{ mm}^3 = 0,003756088 \text{ m}^3 \quad (2.14.3.10)$$

-Volumen del vaciado interior del eje:

$$V_{interior} = \pi \cdot r^2 \cdot h = \pi \cdot 36^2 \cdot 61 = 248361 \text{ mm}^3 = 0,00248361 \text{ m}^3 \quad (2.14.3.11)$$

Con estos datos y la expresión propuesta inicialmente, y resolviendo:

$$P_{plato} = (V_{plato} - V_{pernos} - V_{eje} - V_{interior}) \cdot \rho_e$$

$$P_{plato} = 0,0193 - 4,312 \cdot 10^{-5} - 0,003756088 - 0,00248361) \cdot 7850 \quad (2.14.3.12)$$

$$P_{plato} = 102,18 \text{ kg}$$

Para calcular el peso del acoplamiento bastará con sumar el peso de los dos platos, los pernos las tuercas y las arandelas:

$$P_{acopl} = P_{inter} + P_{bocina} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca}) \quad (2.14.3.13)$$

Donde:

- $P_{acopl}$ : peso del plato de acoplamiento (kg)
- $P_{cola}$ : peso del plato del eje de cola (101,18 kg)
- $P_{bocina}$ : peso del plato del eje de bocina (99,7 kg)
- $P_{perno}$ : peso del perno (0,8 kg)
- $P_{arandela}$ : peso de la arandela (0,223 kg)
- $P_{tuerca}$ : peso de la tuerca (0,054 kg)



Resolviendo obtenemos:

$$P_{acopl} = P_{red} + P_{eje} + 24 \cdot (P_{perno} + P_{arandela} + P_{tuerca})$$

$$P_{acopl} = 99,7 + 101,18 + 24 \cdot (0,8 + 0,223 + 0,054) \quad (2.14.3.14)$$

$$P_{acopl} = 226,72kg$$

## 2.15 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos se realizará un diagrama de representación de cargas y posteriormente un análisis de fuerzas para determinar la reacción en los apoyos de cada tramo de eje, para posteriormente dimensionar dichos apoyos conforme a la normativa de sociedades de clasificación.

### 2.15.1 Reacciones en el eje intermedio

Para el eje intermedio, se tienen como cargas los acoplamientos en cada extremo, denominados  $F_1$  y  $F_2$ , el propio peso del eje representado por la carga  $w$  uniformemente distribuida y como reacción la variable  $R$ .

Poniendo como condición inicial que el sumatorio de fuerzas sea igual a cero ( $\Sigma F=0$ ), podemos determinar el valor de la reacción  $R$ :

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \rightarrow F_1 + F_2 + w - R = 0 \\ R &= F_1 + F_2 + w \quad (2.15.1.1) \\ R &= 2517,62kg = 24,68kN\end{aligned}$$

### 2.15.2 Reacciones en el eje de bocina

Para el eje de bocina, se tienen como cargas los acoplamientos en cada extremo, denominados  $F_1$  y  $F_2$ , el propio peso del eje representado por la carga  $w$  uniformemente distribuida y como reacción la variable  $R$ .

Poniendo como condición inicial que el sumatorio de fuerzas sea igual a cero ( $\Sigma F=0$ ), podemos determinar el valor de la reacción  $R$ :

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \rightarrow F_1 + F_2 + w - R = 0 \\ R &= F_1 + F_2 + w \quad (2.15.2.1) \\ R &= 2616,72kg = 25,66kN\end{aligned}$$

### 2.15.3 Reacciones en el eje de cola

Para el eje portahélice, se tienen como cargas el acoplamiento con el eje de bocina, denominado  $F_1$ , el peso de la hélice  $F_2$ , el propio peso del eje representado por la carga  $w$  uniformemente distribuida y como reacción la variable  $R$ .

El peso de la hélice como se ha mostrado en la memoria es de unos 3500 kg.

Poniendo como condición inicial que el sumatorio de fuerzas sea igual a cero ( $\Sigma F=0$ ), podemos determinar el valor de la reacción  $R$ :

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \rightarrow F_1 + F_2 + w - R = 0 \\ R &= F_1 + F_2 + w \quad (2.15.3.1) \\ R &= 6164,28\text{kg} = 60,45\text{kN}\end{aligned}$$

## 2.16 DIMENSIONAMIENTO DE LOS APOYOS

Empleando la longitud del cojinete, la reacción y el diámetro del eje, se comprobará la presión a la que está sometido su apoyo mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{R}{d_e \cdot L_c} \quad (2.16.1)$$

Donde:

- P: presión a la que está sometido el cojinete ( $\text{kN/m}^2$ )
- R: reacción en el apoyo (kN)
- $L_c$ : longitud del cojinete según catálogo (m)
- $d_e$ : diámetro nominal del eje (m)

La normativa de sociedad de clasificación exige que el total de las presiones a la que están sometidos los cojinetes debe ser menor a  $4500 \text{ kN/m}^2$ .

### 2.16.1 Cojinete del eje intermedio

La presión a la que estará sometido el cojinete será de:

$$P = \frac{R}{d_e \cdot L_c}$$

$$P = \frac{24,68}{0,260 \cdot 0,425} \quad (2.16.1.1)$$

$$P = 241,45 \text{ kN} / \text{m}^2$$

### 2.16.2 Cojinete del eje de bocina

La presión a la que estará sometido el cojinete será de:

$$P = \frac{R}{d_e \cdot L_c}$$

$$P = \frac{25,66}{0,265 \cdot 0,425} \quad (2.16.2.1)$$

$$P = 227,84 \text{ kN} / \text{m}^2$$

### 2.16.3 Cojinete del eje portahélice

La presión a la que estará sometido el cojinete será de:

$$P = \frac{R}{d_e \cdot L_c}$$

$$P = \frac{60,45}{0,280 \cdot 0,453} \quad (2.16.3.1)$$

$$P = 476,58 \text{ kN} / \text{m}^2$$

### 2.16.4 Presión total sobre los cojinetes

La suma de las presiones que soportan todos los cojinetes es de:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_T = 241,45 + 227,84 + 476,58 \quad (2.16.4.1)$$

$$P_T = 945,87 \text{ kN} / \text{m}^2$$

El valor obtenido es menor que el requisito de que la presión total sobre el conjunto de los cojinetes sea menor a 4500 kN/m<sup>2</sup>, por lo que se cumple la normativa de sociedad de clasificación.

## 2.17 CÁLCULO DEL EMPUJE DE LA HÉLICE

Para elegir la chumacera de empuje, se necesita saber el empuje aproximado de la hélice sobre el conjunto de los ejes. Para ello se empleará la siguiente expresión:

$$Pot = F \cdot v \quad (2.17.1)$$

Donde:

- Pot es el máximo de potencia continuo del motor principal (2660 kW)
- F la fuerza de empuje de la hélice (kN)
- V la velocidad máxima del buque (6,2 m/s)

Resolviendo:

$$Pot = F \cdot v$$

$$F = \frac{Pot}{v} \quad (2.17.2)$$

$$F = \frac{2660}{6.2} = 429 \text{ kN}$$

# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **3 PLANOS**

---



## **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

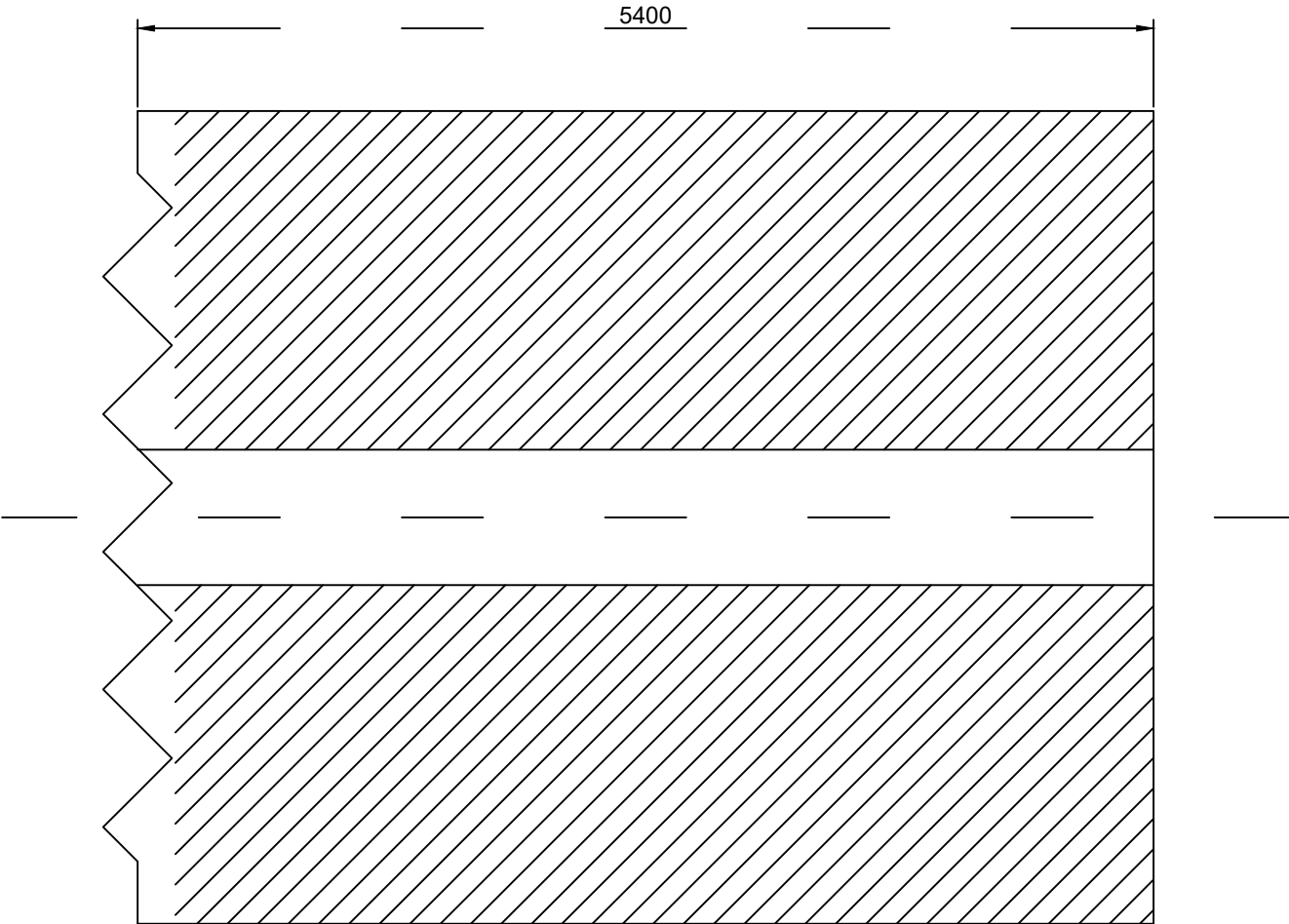
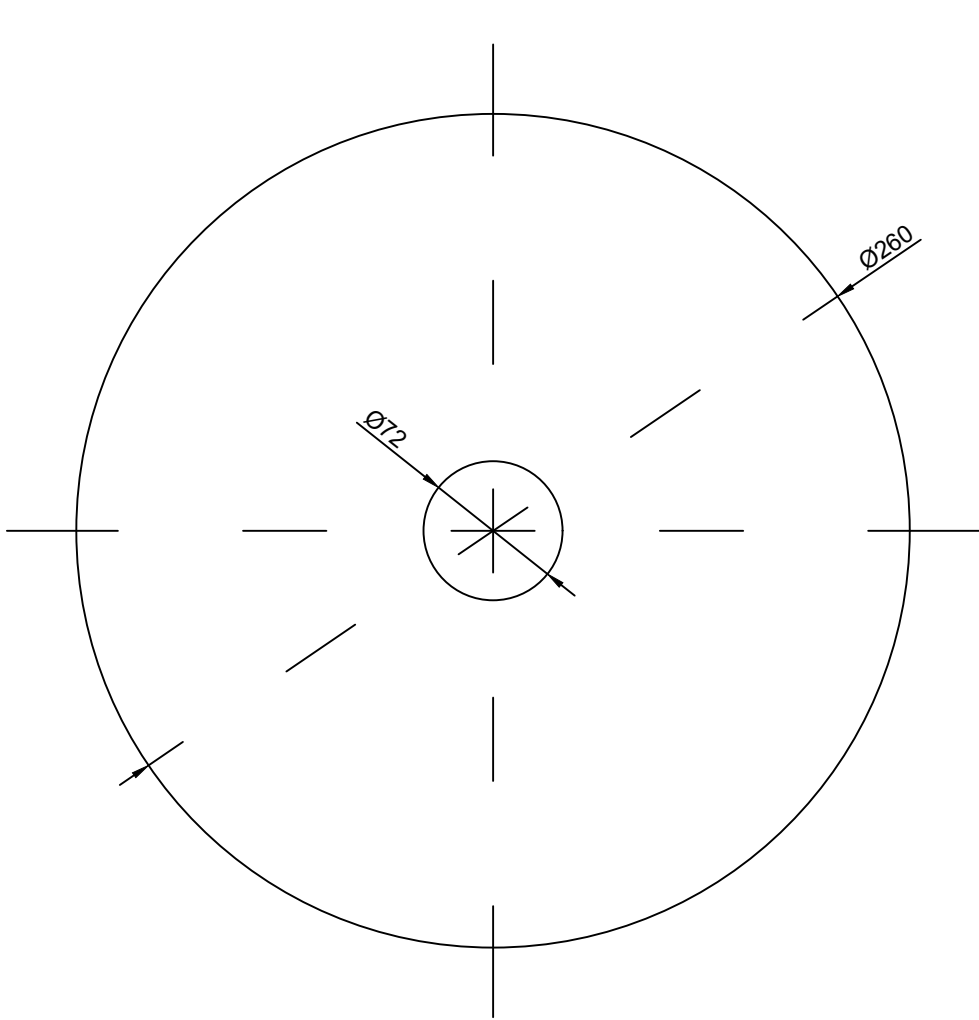
ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

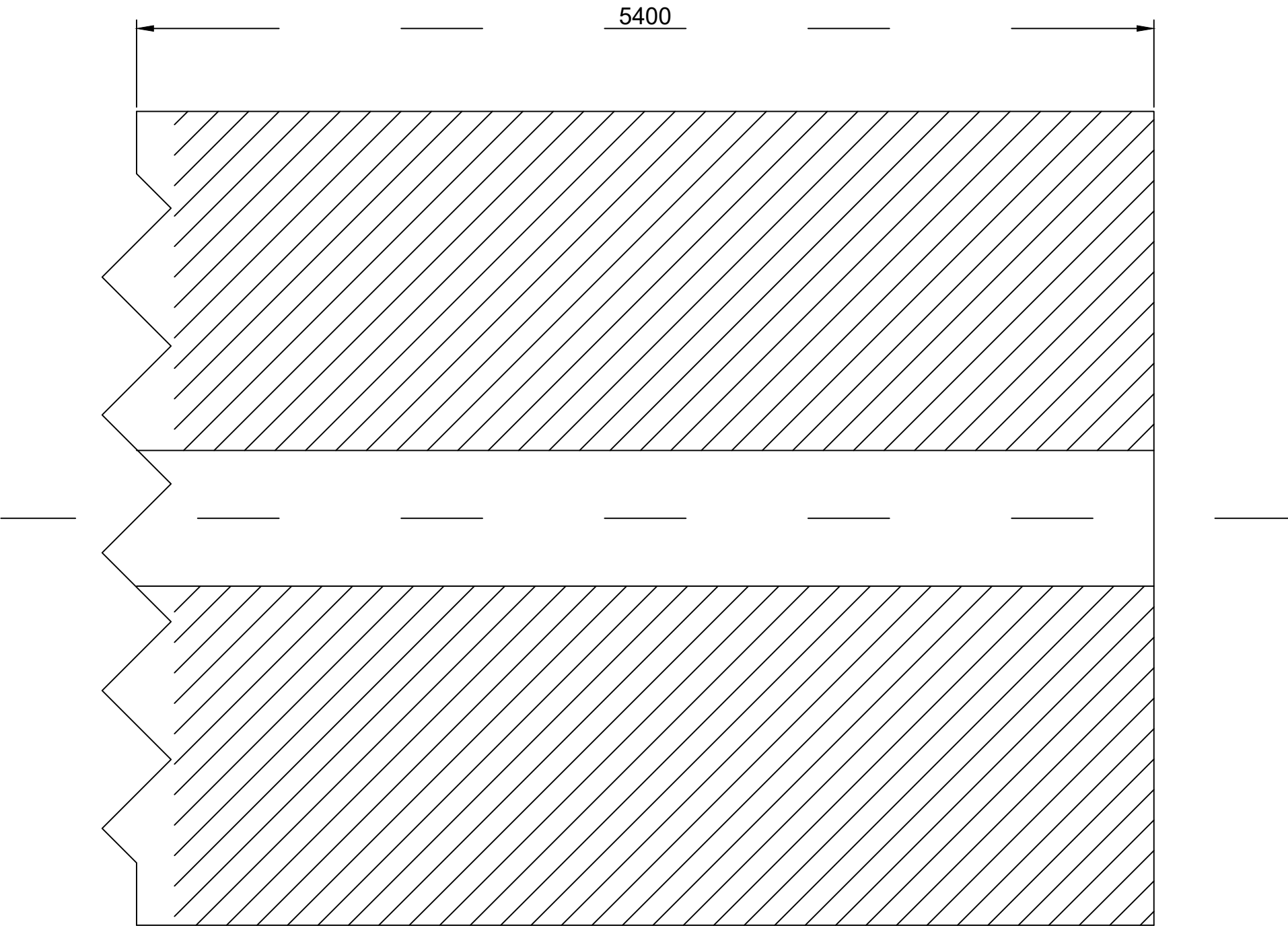
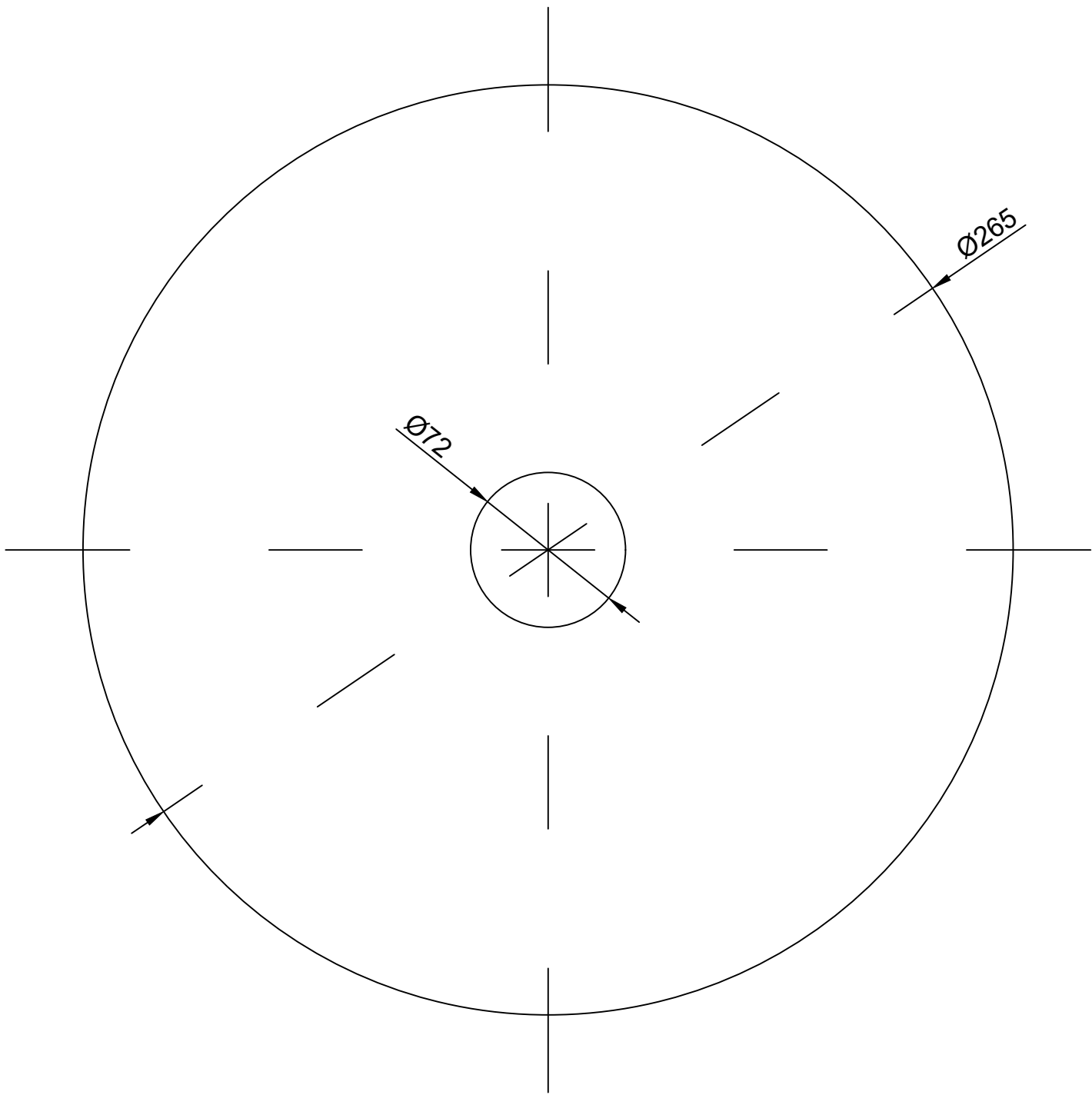
**FECHA: SEPTIEMBRE 2018**

**AUTOR: Adrián Carnota Moar**

**Fdo.: Adrián Carnota Moar**



<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>		
TÍTULO DEL PLANO: <b>SECCIÓN EJE MOTOR-REDUCTORA/INTERMEDIO</b>		FECHA: <b>12-08-2018</b>
AUTOR: <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>		ESCALA: -
FIRMA:		PLANO Nº:..... <b>1</b>



**E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**  
**TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN**

TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO:

**TFG/GTM/E- 11 -18**

TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO:

**DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE**

TÍTULO DEL PLANO:

**SECCIÓN EJE DE BOCINA**

AUTOR:

**ADRIÁN CARNOTA MOAR**

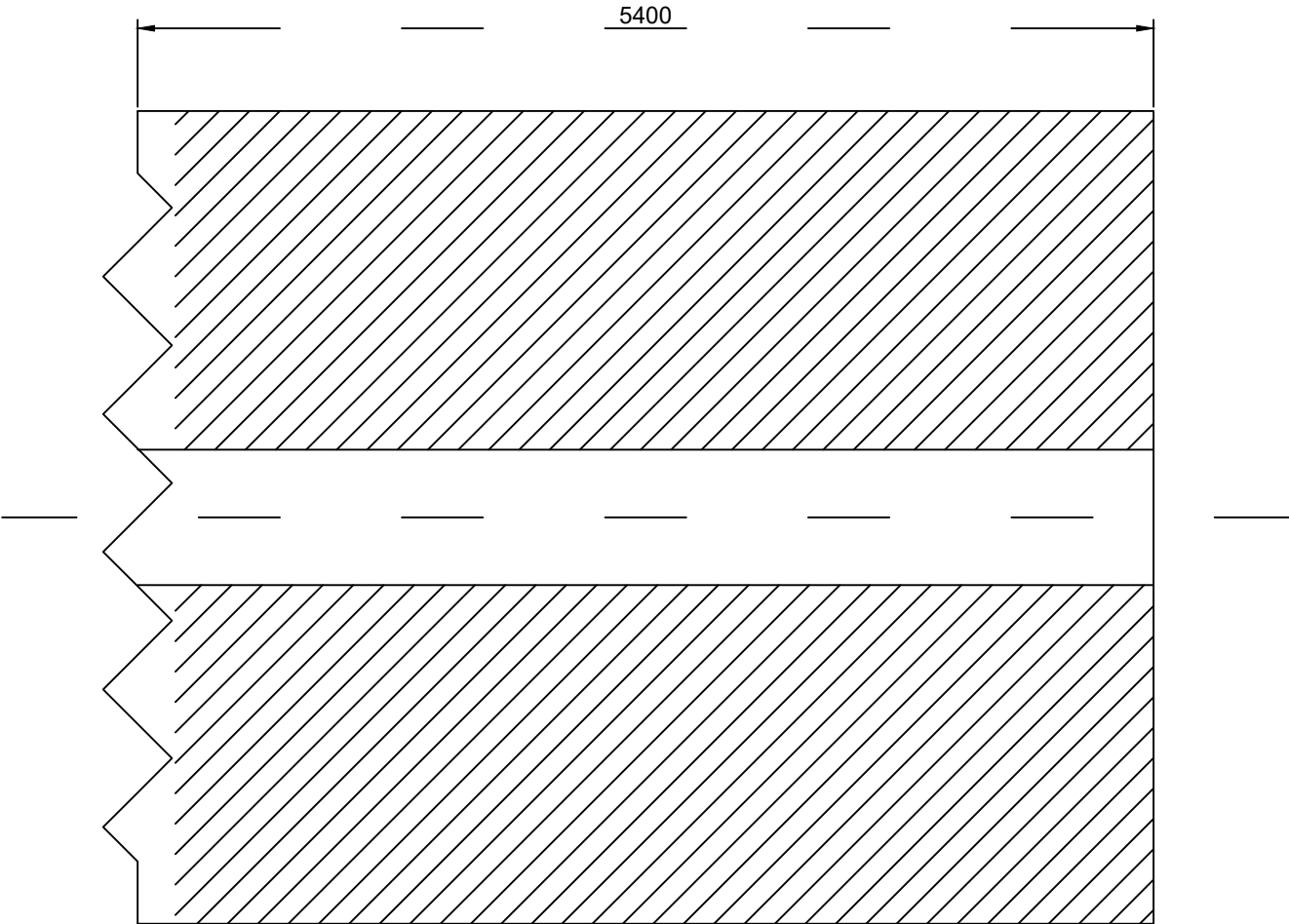
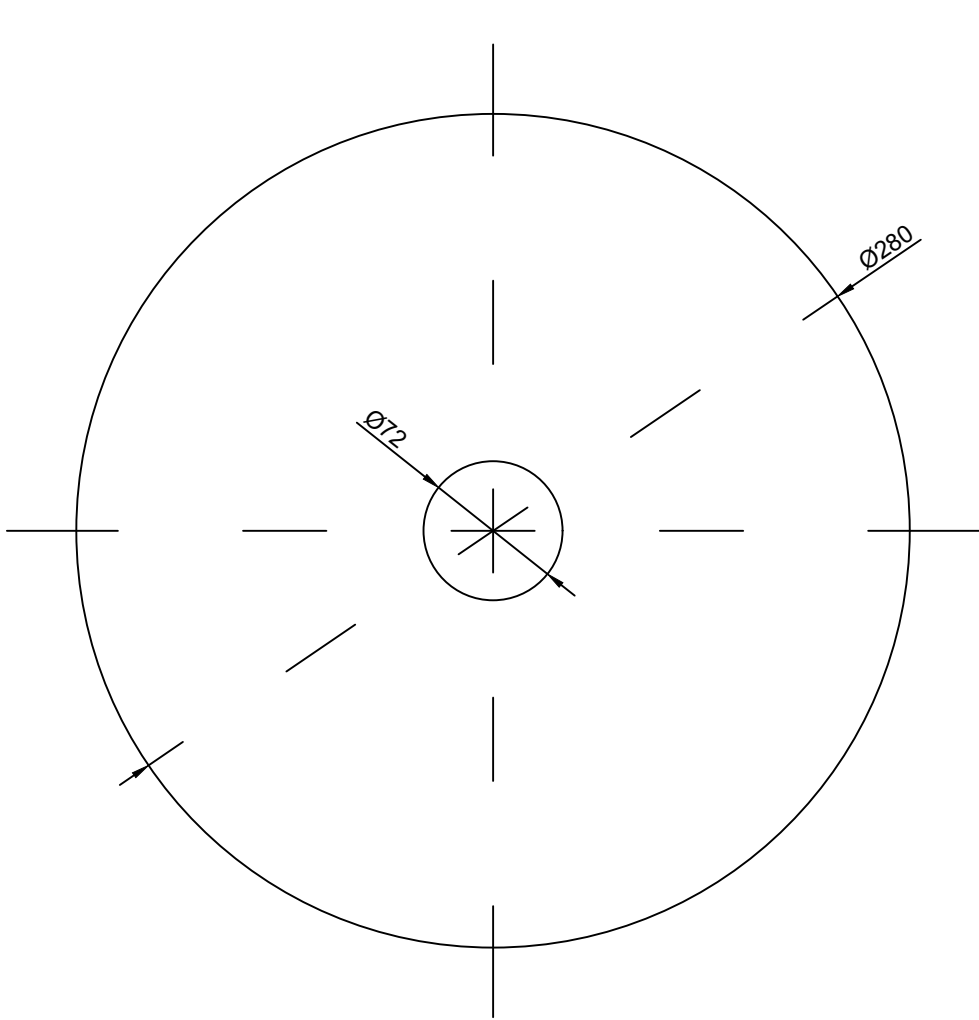
FIRMA:

FECHA: **12-08-2018**

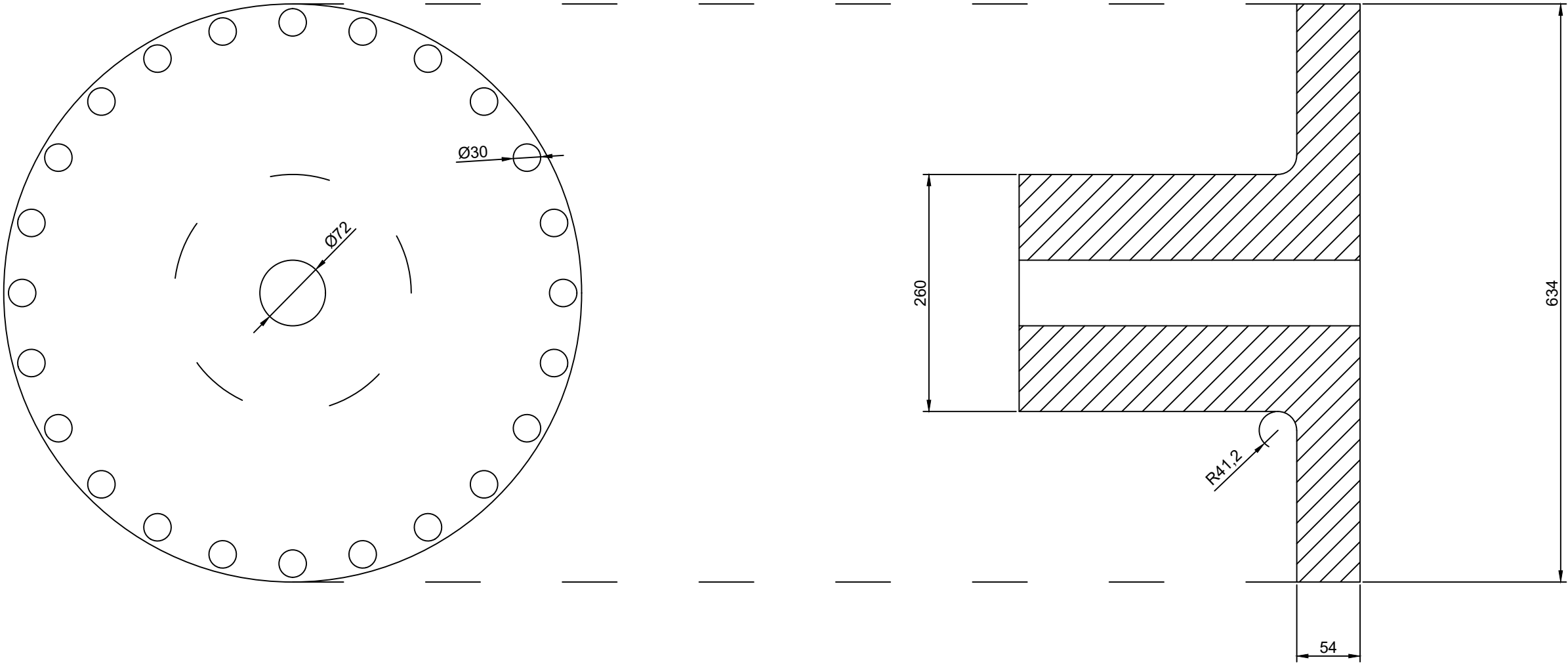
ESCALA: -

PLANO N°: **2**

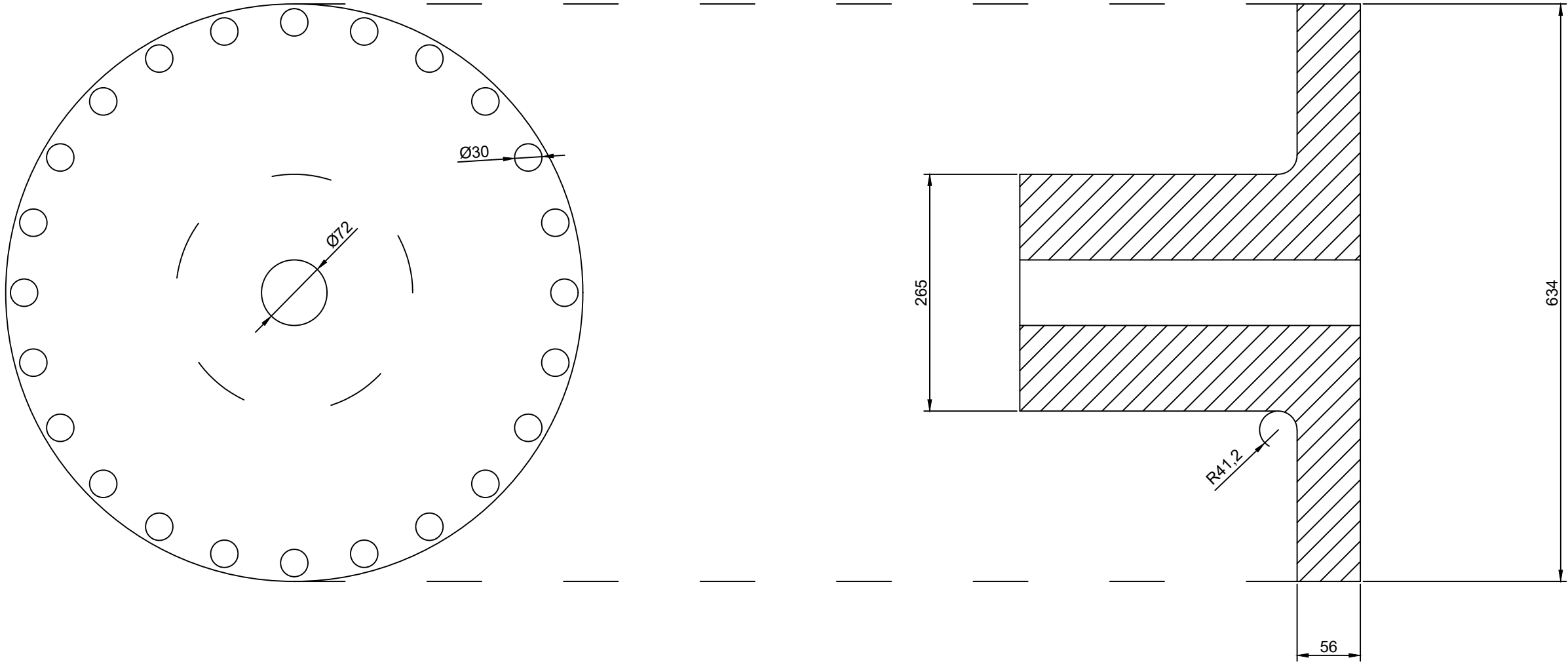




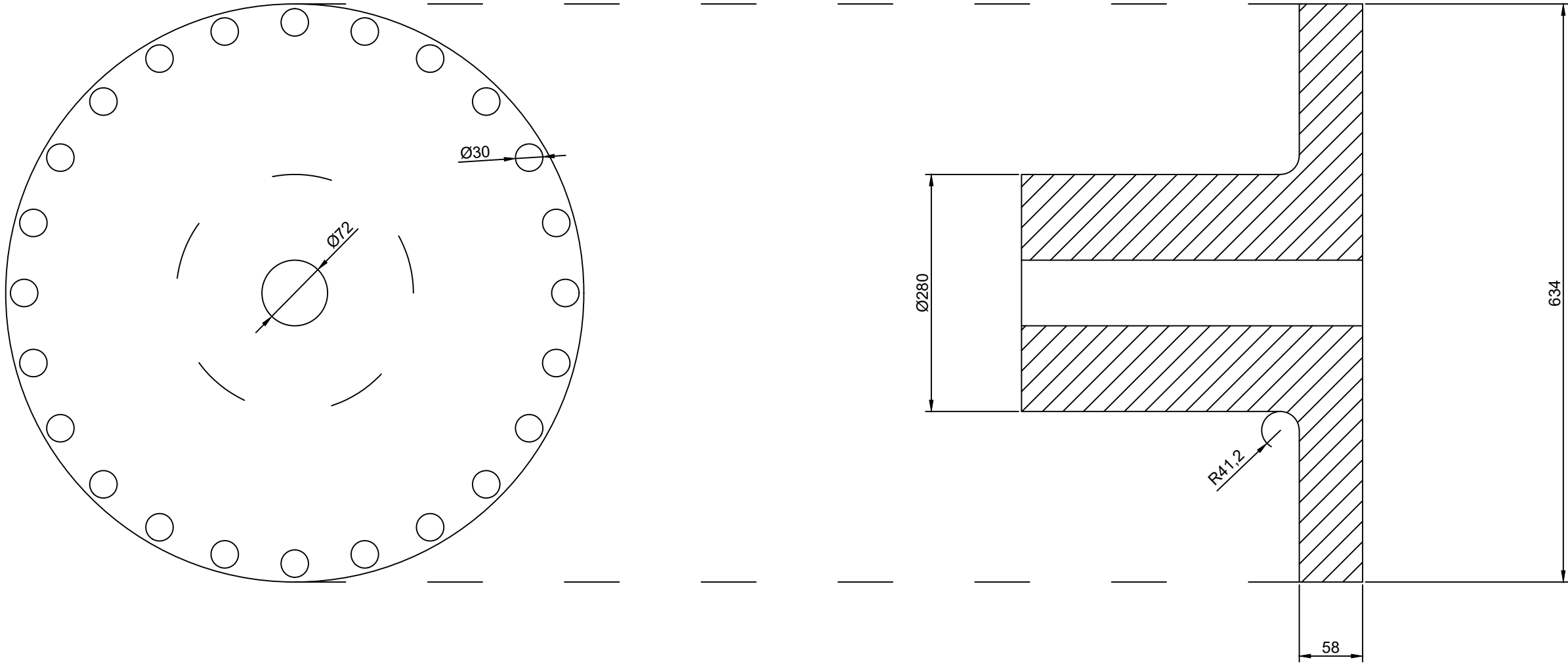
<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		<b>TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO:</b> <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>	
<b>TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO:</b> <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>			
<b>TÍTULO DEL PLANO:</b> <b>SECCIÓN EJE PORTAHÉLICE</b>		<b>FECHA:</b> 12-08-2018 <b>ESCALA:</b> -	
<b>AUTOR:</b> <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>	<b>FIRMA:</b>	<b>PLANO Nº:</b> 3	



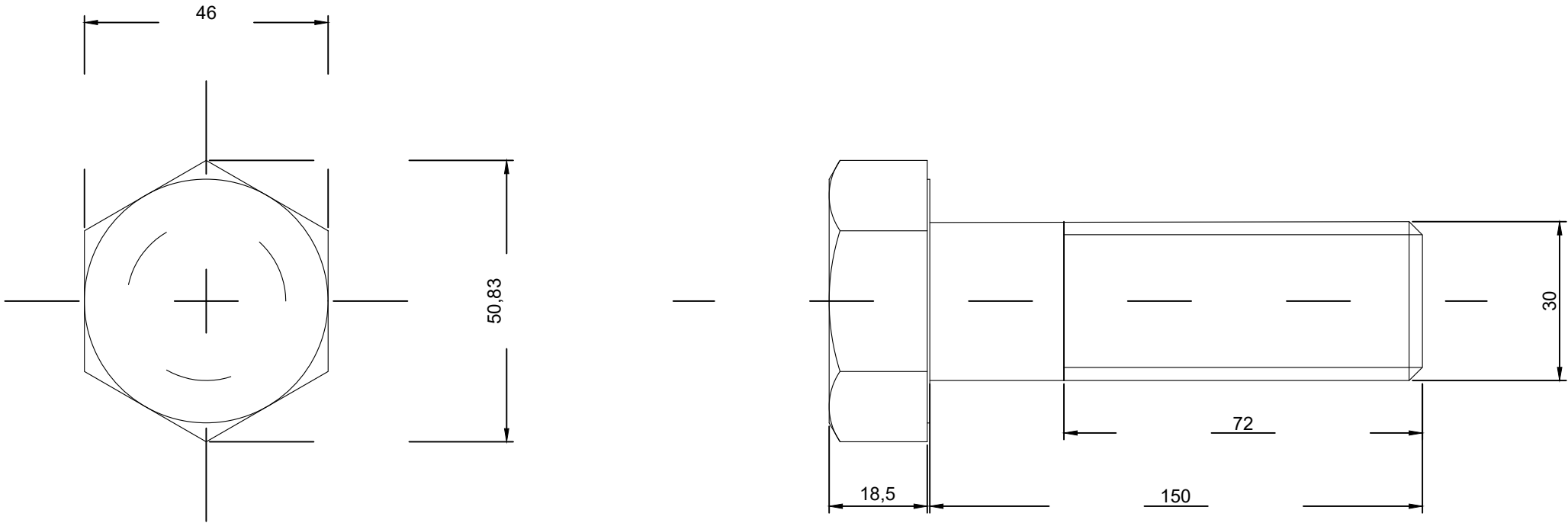
<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		<b>TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO:</b> <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>	
<b>TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO:</b> <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>			
<b>TÍTULO DEL PLANO:</b> <b>BRIDA EJE INTERMEDIO-REDUCTORA ENTRADA/SALIDA</b>		<b>FECHA: 12-08-2018</b>	
<b>AUTOR:</b> <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>		<b>FIRMA:</b>	
		<b>ESCALA: -</b>	
		<b>PLANO Nº:.....4</b>	



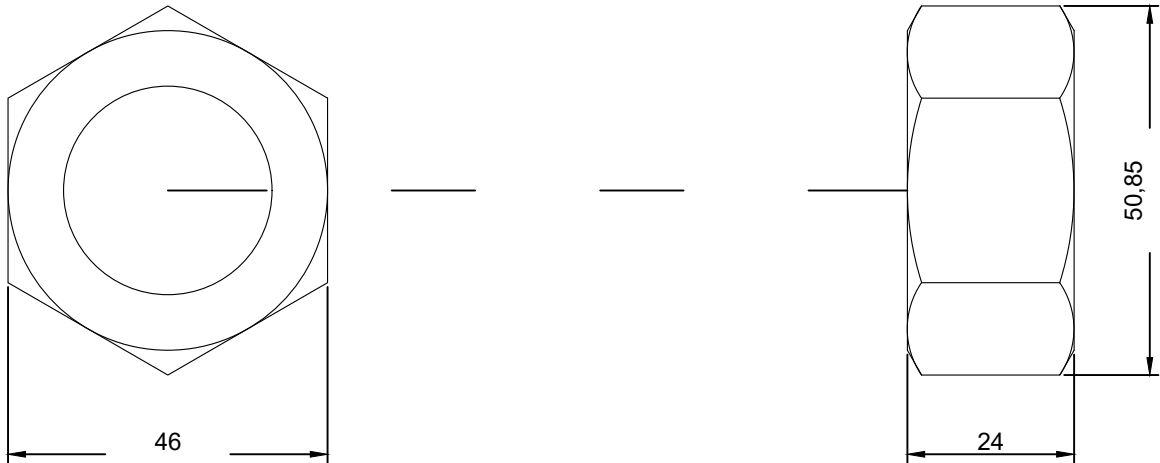
<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		<b>TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO:</b>  <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>	
<b>TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO:</b>  <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>			
<b>TÍTULO DEL PLANO:</b>  <b>BRIDA EJE INTERMEDIO-EJE DE BOCINA</b>		<b>FECHA:</b> 12-08-2018	
		<b>ESCALA:</b> -	
<b>AUTOR:</b>  <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>	<b>FIRMA:</b>	<b>PLANO Nº:</b> ..... <b>5</b>	



<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>	
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>			
TÍTULO DEL PLANO: <b>BRIDA EJE DE BOCINA-EJE PORTAHÉLICE</b>		FECHA: <b>12-08-2018</b>	
		ESCALA: -	
AUTOR: <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>	FIRMA:	PLANO Nº:..... <b>6</b>	



<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>	
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>			
TÍTULO DEL PLANO: <b>PERNOS DE LOS ACOPLAMIENTOS</b>		FECHA: <b>12-08-2018</b>	
		ESCALA: -	
AUTOR: <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>	FIRMA:	PLANO Nº:..... <b>7</b>	



<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>		
TÍTULO DEL PLANO: <b>TUERCAS DE LOS ACOPLAMIENTOS</b>		FECHA: <b>12-08-2018</b> ESCALA: <b>ESCALA</b>
AUTOR: <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>	FIRMA:	PLANO Nº: <b>8</b>



<b>E.T.S. DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</b> <b>TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN</b>		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: <b>TFG/GTM/E- 11 -18</b>
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: <b>DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE</b>		
TÍTULO DEL PLANO: <b>ARANDELAS DE LOS ACOPLAMIENTOS</b>		FECHA: <b>12-08-2018</b>
AUTOR: <b>ADRIÁN CARNOTA MOAR</b>		FIRMA:
		PLANO Nº: <b>9</b>



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS



# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **4 PLIEGO DE CONDICIONES**

---



### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

FECHA: **SEPTIEMBRE 2018**

AUTOR: Adrián Carnota Moar

Fdo.: Adrián Carnota Moar

## **4.1 Introducción**

El pliego de condiciones tiene como objetivo establecer las prescripciones técnicas y normativas aplicables en el trascurso del proyecto, tanto en la fase de diseño como en la de fabricación.

## **4.2 Condiciones generales**

El presente proyecto cumplirá con las siguientes prescripciones en todos sus ámbitos salvo que expresamente se diga lo contrario en alguno de sus apartados:

- Reglamento General de Contratación según Decreto 3410/75, del 25 de Noviembre.
- Artículo 1588 y siguientes del Código Civil, siempre que apliquen.
- Ordenanzas de Seguridad e Higiene en el Trabajo, aprobadas en la Orden del 9/3/71 del Ministerio de Trabajo.
- Normas UNE e ISO
- Normativa aplicable del proveedor de los materiales.
- Normativa aplicable de la empresa encargada de la fabricación y mecanizado de las piezas.
- Normativa y prescripciones técnicas de Bureau Veritas, recogidas en la publicación “Rules for the classification of steel ships”, edición de Julio de 2018.

Las empresas contratadas tanto para el suministro de materiales y piezas, como las encargadas de los trabajos de mecanizado deberán cumplir con las prescripciones y normativas anteriormente citadas.

### **4.3 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

#### **4.3.1 Materiales**

Los materiales suministrados por el proveedor serán de máxima calidad, acordes a los requisitos del proyecto. En caso de suministrarse materiales con características superiores a las requeridas por el proyecto deberá tenerse en cuenta a la hora de realizar los trabajos.

La recepción del material la hará personal cualificado, que verificará la calidad del material y su correcto embalaje y entrega, y recibirá del proveedor la factura y si fuera necesario, un certificado con las especificaciones técnicas, mecánicas y de composición del material.

#### **4.3.2 Línea de ejes**

La línea de ejes estará fabricada en acero F-1140(DIN CK-45) calibrado, con las siguientes medidas para cada tramo de eje:

- Eje intermedio motor reductora: diámetro de 260 mm, perforado en toda su longitud con un diámetro interior de 72 mm, y una longitud total de 3100 mm. Acabado superficial con rugosidad N8 ( $Ra=3.2\mu$ ).
- Eje intermedio: : diámetro de 260 mm ,perforado en toda su longitud con un diámetro interior de 72 mm, y una longitud total de 5400 mm. Acabado superficial con rugosidad N8 ( $Ra=3.2\mu$ ).
- Eje de bocina: diámetro de 265 mm, perforado en toda su longitud con un diámetro interior de 72 mm, y una longitud total de 5400 mm. Acabado superficial con rugosidad N8 ( $Ra=3.2\mu$ ).
- Eje portahélice: diámetro de 280 mm, perforado en toda su longitud con un diámetro interior de 72 mm, y una longitud total de 5400 mm. Acabado superficial con rugosidad N8 ( $Ra=3.2\mu$ ).

## Equivalencia entre distintas designaciones

Designación		Otras designaciones								
EN 10083-1:1997		Alemania DIN 17200		Reino Unido BS 970	España UNE 36011		Francia NF A35-552-86	Italia UNI 7843	ISO 683-1:1987	AISI SAE ASTM
Simbólica	Númerica	Simbólica	Númerica		Simbólica	Númerica				
C45E	1.1191	CK 45	1.1191	(080M46)	C45K	F-1140	XC 45	C45	(C 45 E 4)	1042

La composición química de los aceros entre paréntesis difiere ligeramente de la definida en la norma EN 10033.

## Composición química

Análisis sobre colada								
Contenido (%)								
C	Si <sub>máx.</sub>	Mn	P <sub>máx.</sub>	S <sub>máx.</sub>	Cr <sub>máx.</sub>	Mo <sub>máx.</sub>	Ni <sub>máx.</sub>	Cr+Mo+Ni <sub>máx.</sub>
0,42 - 0,50	0,40	0,50 - 0,80	0,035	0,035	0,40	0,10	0,40	0,63

Desviaciones admisibles entre el análisis del producto y los valores especificados para el análisis de colada								
Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
Desviación admisible	±0,02	±0,03	±0,04	±0,005	±0,005	±0,05	±0,03	±0,05

## Características mecánicas

Ensayo de tracción				
Estado de temple y revenido (+QT)				
Diámetro nominal (mm)	Límite elástico R <sub>p0,2</sub> (Mpa)	Resistencia a la tracción R <sub>m</sub> (MPa)	Alargamiento A (%) L <sub>g</sub> =5d Diámetro nominal (mm)	Estricción Z (%)
d ≤ 16	≥ 490	700 - 850	≥ 14	≥ 35
16 < d ≤ 40	≥ 430	650 - 800	≥ 16	≥ 40
40 < d ≤ 100	≥ 370	630 - 780	≥ 17	≥ 45

Ensayo de flexión por choque <sup>1)</sup>		
Estado de temple y revenido (+QT)		
Diámetro nominal (mm)		
d ≤ 16	16 < d ≤ 40	40 < d ≤ 100
Energía absorbida <sup>2)</sup> (Julios)		
25	25	25

1) Ensayo de resistencia al impacto sobre probeta longitudinal con entalla Charpy en V a temperatura ambiente.

2) Valor mínimo de tres probetas. Ningún valor individual debe ser inferior al 70% del valor medio mínimo.

Ensayo de tracción			
Estado de normalizado (+N)			
Diámetro nominal (mm)	Límite elástico R <sub>p0,2</sub> (Mpa)	Resistencia a la tracción R <sub>m</sub> (MPa)	Alargamiento A (%) L <sub>g</sub> =5d Diámetro nominal (mm)
d ≤ 16	≥ 340	620	≥ 14
16 < d ≤ 100	≥ 305	580	≥ 16
100 < d ≤ 250	≥ 275	560	≥ 16

Figura 5.3.2: Tabla de características del acero F-114.

### 4.3.3 Cojinetes

La normativa de sociedad de clasificación establece lo siguiente:

- La longitud de los cojinetes fabricados con metal blanco antifricción no será menor al doble del diámetro nominal del eje que los atraviese.
- La longitud del cojinete podrá ser menor a la indicada anteriormente si la presión a la que está sometido el mismo es menor a  $0,8 \text{ N/mm}^2$ .
- La longitud mínima del cojinete en ningún caso podrá ser menor a 1,5 veces el diámetro interior del eje en cuestión.

Teniendo en cuenta esto, se han seleccionado de catálogo los siguientes cojinetes:

Para el cojinete del eje intermedio se ha seleccionado, del modelo Wärtsilä Linesafe® con las siguientes medidas:

- Longitud de cojinete de 200 mm.
- Diámetro de cojinete de 270 mm
- Carga radial de diseño de 57 kN.

Para el cojinete del eje de cola se ha seleccionado, del modelo Wärtsilä Linesafe® con las siguientes medidas:

- Longitud de cojinete de 453 mm.
- Diámetro de cojinete de 300 mm
- Carga radial de diseño de 69 kN.

#### 4.3.4 Acoplamientos

Los acoplamientos irán mecanizados sobre los propios ejes, por lo que estarán fabricados del mismo material.

La normativa de sociedad de clasificación establece que el espesor de los platos de acoplamiento no será en ningún caso menor a 0,16 veces el diámetro del eje en cuestión.

Las características de los platos de acoplamiento son las siguientes.

En el acoplamiento entre el eje intermedio motor-reductora y la reductora:

Para el plato del eje:

- Espesor del plato:  $t_1 = 54$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 260$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para el plato de la reductora:

- Espesor del plato:  $t_1 = 57$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 260$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

En el acoplamiento entre el eje intermedio y el eje de bocina:

Para el plato del eje intermedio:

- Espesor del plato:  $t_1 = 56$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 260$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para el plato del eje de bocina:

- Espesor del plato:  $t_2 = 59$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 265$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

En el acoplamiento entre el eje de bocina y el eje portahélice:

Para el plato del eje de bocina:

- Espesor del plato:  $t_1 = 58$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 265$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24

Para el plato del eje portahélice:

- Espesor del plato:  $t_2 = 61$  mm
- Diámetro de la brida:  $D_b = 634$  mm
- Diámetro de los pernos:  $d_s = 30$  mm
- Diámetro del eje:  $d_e = 280$  mm
- Diámetro interior del eje:  $d_i = 72$  mm
- Número de pernos: 24
- 

#### **4.3.5 Pernos**

Tal como se abordó en el anexo de cálculos, los pernos elegidos para los acoplamientos son de métrica 30, siguiendo la norma DIN 931 para su dimensionamiento.

Cada acoplamiento llevará 24 pernos con sus respectivas tuercas y arandelas.

#### **4.4 Ensayos y pruebas**

Se realizarán ensayos a los elementos mecanizados que compongan la línea de ejes, como superficies de cojinetes, y en especial a los tramos de eje y las bridas de acoplamiento. Estos ensayos permitirán verificar la integridad de dichos elementos y descartar fallos en la estructura del material, tales como grietas o poros.

##### **4.4.1 Inspección por líquidos penetrantes**

Los ensayos por líquidos penetrantes son uno de los métodos de ensayos no destructivos más utilizados. Se basan en el fenómeno de la capilaridad, según el cual un líquido puede fluir en espacios reducidos, aunque no cuente con la ayuda de fuerzas externas, como la gravedad.

Los procesos que se realizan sobre los materiales y los procedimientos utilizados en los ensayos por líquidos penetrantes están diseñados para que sea posible ver e interpretar la acción de la capilaridad. Los ensayos por líquidos penetrantes son una forma eficaz de detectar la posición y la gravedad de fracturas y discontinuidades en la superficie de los materiales, incluso aquellas que no resultan apreciables a simple vista.

##### **4.4.2 Inspección por ultrasonidos**

En los ensayos por ultrasonidos se utiliza energía sonora de alta frecuencia para inspeccionar y realizar mediciones. Estos ensayos pueden utilizarse para medir dimensiones o espesores y detectar defectos, entre otras aplicaciones.

Su uso está muy extendido en la inspección de soldaduras, y en el sector marino son especialmente útiles para detectar corrosión y daños en lugares de difícil acceso, tales como tanques y espacios entre mamparos.



# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **5 ESTADO DE MEDICIONES**

---



### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

FECHA: **SEPTIEMBRE 2018**

AUTOR: Adrián Carnota Moar

Fdo.: Adrián Carnota Moar

## 5.1 MOTOR PRINCIPAL

- Fabricante: Caterpillar
- Modelo: MAK 8M25C
- Nº cilindros: 8
- Diámetro: 255mm
- Carrera: 400mm
- Relación Carrera/diámetro: 1,57
- Cilindrada: 20,1 l/cilindro
- Potencia/cilindro: 300-333 kW/cilindro
- Presión media efectiva: 25,8 bar
- Revoluciones: 720/750 rpm
- Velocidad media pistón: 9,6/10 m/s
- Turbosoplante: presión pulsante
- Sentido de giro: Horario

## 5.2 REDUCTORA

- Fabricante: Reintjes
- Modelo: LAF 3455K41
- Relación de reducción: 4,480:1
- Diámetro primitivo menor: 260 mm
- Diámetro primitivo mayor: 1165 mm
- Presión de trabajo: 21-25 bar

# **“DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA DE EJES DE UN BUQUE MERCANTE”**

---

## **6 PRESUPUESTO**

---



### **GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS**

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

FECHA: **SEPTIEMBRE 2018**

AUTOR: Adrián Carnota Moar

Fdo.: Adrián Carnota Moar

**ÍNDICE DEL PRESUPUESTO**

7.1 MEDICIONES Y PRESUPUESTO .....	94
7.2 CUADRO DE PRECIOS Nº1.....	95
7.3 CUADRO DE PRECIOS Nº2.....	96
7.4 RESUMEN DE CAPÍTULOOS .....	98

		Pág.: 1
	MEDICIONES Y PRESUPUESTO	Ref.: propre1
		Fec.:

N.º Orden	Descripción de las unidades de obra	Medición	Precio	Importe
<b>01</b>	<b>Conjunto de los elementos que componen la linea de ejes</b>			
01.01 1.1	EJE INTERMEDIO MOTOR-REDUCTORA	1,00	11.170,00 €	11.170,00 €
01.02 1.2	EJE INTERMEDIO	1,00	11.170,00 €	11.170,00 €
01.03 1.3	EJE DE BOCINA	1,00	10.670,00 €	10.670,00 €
01.04 1.4	EJE PORTAHÉLICE	1,00	9.670,00 €	9.670,00 €
01.05 1.5	REDUCTORA	1,00	40.000,00 €	40.000,00 €
01.06 1.6	COJINETES	1,00	7.020,00 €	7.020,00 €
01.07 1.7	TUBO DE BOCINA	1,00	7.380,00 €	7.380,00 €
01.08 1.8	CHUMACERA DE EMPUJE	1,00	4.600,00 €	4.600,00 €
01.09 1.9	PERNOS Y ACCESORIOS ACOPLAMIENTOS	1,00	4.107,40 €	4.107,40 €
	<b>Total Capítulo 01</b>	.....		<b>105.787,40 €</b>
	<b>Total Presupuesto</b>	.....		<b>105.787,40 €</b>

		Pág.: 1
	CUADRO DE PRECIOS Nº 1	Ref.: procdp1a
		Fec.:

Código	Descripción de las unidades de obra	Precio
<b>1.PIEZAS</b>	<b>Conjunto de los elementos que componen la linea de ejes</b>	
1.1	Eje intermedio motor-reductora completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 3100 mm. ONCE MIL CIENTO SETENTA EUROS	11.170,00
1.2	Eje intermedio completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400mm. ONCE MIL CIENTO SETENTA EUROS	11.170,00
1.3	Eje de bocina completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400mm. DIEZ MIL SEISCIENTOS SETENTA EUROS	10.670,00
1.4	Eje portahélice completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400 mm. NUEVE MIL SEISCIENTOS SETENTA EUROS	9.670,00
1.5	Reductora Reintjes LAF 3455K41 con todos sus accesorios.  CUARENTA MIL EUROS	40.000,00
1.6	Cojinetes Wärtsilä Linesafe completos, en 270 y 300 mm.  SIETE MIL VEINTE EUROS	7.020,00
1.7	Tubo de bocina Wärtsilä OT,lubricado con aceite.Completo.  SIETE MIL TRESCIENTOS OCHENTA EUROS	7.380,00
1.8	Chumacera de empuje Wärtsilä OBSY-F 260mm.  CUATRO MIL SEISCIENTOS EUROS	4.600,00
1.9	Accesorios necesarios para los acoplamientos.  CUATRO MIL CIENTO SIETE EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS	4.107,40

			Pág.: 1
	CUADRO DE PRECIOS N° 2		Ref.: procdp2a
			Fec.:

N° Orden	N° Actividad	Código	Descripción de las unidades de obra	Rendimiento	Precio	Importe
1		1.1	Eje intermedio motor-reductora completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 3100 mm.			
		1.1.1	h OFICIAL TORNERO 1ª	170,000	50,00	8.500,00
		1.1.2	kg Barra de acero F-114 laminado diámetro 300mm perforada , diámetro interior 72 mm	2.075,000	1,20	2.490,00
		1.1.3	Taladros pasantes para los pernos de la brida	3,000	60,00	180,00
			Clase: Mano de Obra			8.500,00
			Clase: Material			2.490,00
			Resto de obra			180,00
2			Coste Total			11.170,00
		1.2	Eje intermedio completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400mm.			
		1.1.3	Taladros pasantes para los pernos de la brida	3,000	60,00	180,00
		1.1.2	kg Barra de acero F-114 laminado diámetro 300mm perforada , diámetro interior 72 mm	2.075,000	1,20	2.490,00
		1.1.1	h OFICIAL TORNERO 1ª	170,000	50,00	8.500,00
			Clase: Mano de Obra			8.500,00
			Clase: Material			2.490,00
3			Resto de obra			180,00
			Coste Total			11.170,00
		1.3	Eje de bocina completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400mm.			
		1.1.3	Taladros pasantes para los pernos de la brida	3,000	60,00	180,00
		1.1.2	kg Barra de acero F-114 laminado diámetro 300mm perforada , diámetro interior 72 mm	2.075,000	1,20	2.490,00
		1.1.1	h OFICIAL TORNERO 1ª	160,000	50,00	8.000,00
			Clase: Mano de Obra			8.000,00
4			Clase: Material			2.490,00
			Resto de obra			180,00
			Coste Total			10.670,00
		1.4	Eje portahélice completo, con acoplamientos mecanizados. Longitud 5400 mm.			
		1.1.3	Taladros pasantes para los pernos de la brida	3,000	60,00	180,00
		1.1.2	kg Barra de acero F-114 laminado diámetro 300mm perforada , diámetro interior 72 mm	2.075,000	1,20	2.490,00
		1.1.1	h OFICIAL TORNERO 1ª	140,000	50,00	7.000,00
5			Clase: Mano de Obra			7.000,00
			Clase: Material			2.490,00
			Resto de obra			180,00
			Coste Total			9.670,00
6		1.5	Reductora Reintjes LAF 3455K41 con todos sus accesorios.			
		1.5.1	REDUCTORA REINTJES LAF 3455 K41	1,000	40.000,00	40.000,00
			Resto de obra			40.000,00
			Coste Total			40.000,00
6		1.6	Cojinetes Wärtsilä Linesafe completos, en 270 y 300 mm.			
		1.6.1	Cojinete eje intermedio Wärtsilä Linesafe diámetro 270 mm	1,000	3.240,00	3.240,00
		1.6.2	Cojinete eje portahélice Wärtsilä Linesafe diámetro 300 mm	1,000	3.780,00	3.780,00
			Resto de obra			7.020,00
			Coste Total			7.020,00

			Pág.: 2
	CUADRO DE PRECIOS N° 2		Ref.: procdp2a
			Fec.:

N° Orden	N° Actividad	Código	Descripción de las unidades de obra	Rendimiento	Precio	Importe
7		1.7	Tubo de bocina Wärtsilä OT,lubricado con aceite.Completo.			
		1.7.1	Tubo de bocina Wärtsilä OT diámetro 270 mm	1,000	3.640,00	3.640,00
		1.7.2	Cierre de popa Wärtsilä Sternguard OLS3-P	2,000	1.870,00	3.740,00
			Resto de obra			7.380,00
			Coste Total			7.380,00
8		1.8	Chumacera de empuje Wärtsilä OBSY-F 260mm.			
		1.8.1	Chumacera de empuje Wärtsilä OBSY-F diámetro 260 mm	1,000	4.600,00	4.600,00
			Resto de obra			4.600,00
			Coste Total			4.600,00
9		1.9	Accesorios necesarios para los acoplamientos.			
		1.9.1	PERNOS WÜRTH DIN-931 8.8U M30X160 MM	96,000	40,32	3.870,72
		1.9.2	ARANDELAS WÜRTH DIN-126 M30 PACK 100 UD.	1,000	63,68	63,68
		1.9.3	TUERCAS WÜRTH DIN-126 M30 PACK 25 UD	4,000	43,25	173,00
			Resto de obra			4.107,40
			Coste Total			4.107,40



		Pág.: 1
	RESUMEN DE CAPÍTULOS	Ref.: prores2
		Fec.:

Nº Orden	Código	Descripción de los capítulos	Importe
01	1.PIEZAS	Conjunto de los elementos que componen la linea de ejes	105.787,40

**PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL ..... 105.787,40**

13% Gastos Generales ..... 13.752,36

6% Beneficio Industrial ..... 6.347,24

**PRESUPUESTO BRUTO ..... 125.887,00**

18% I.V.A. .... 22.659,66

**PRESUPUESTO LIQUIDO ..... 148.546,66**

Suma el presente presupuesto la cantidad de:

CIENTO CUARENTA Y OCHO MIL QUINIENTOS CUARENTA Y SEIS EUROS CON SESENTA Y SEIS CÉNTIMOS